



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**PEVNOSTNÍ ANALÝZA A OPTIMALIZACE NOSIČE
VÝMĚNNÝCH NÁSTAVEB MEGA 25**

THE STRESS ANALYSIS AND DESIGN OPTIMIZING OF THE TRAILER MEGA 25

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tadeáš Halama

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Tadeáš Halama**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Pevnostní analýza a optimalizace nosiče výměnných nástaveb MEGA 25

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provedení pevnostní analýzy nosiče výměnných nástaveb MEGA 25. Na základě výsledků analýzy navržení tvarové optimalizace zejména z hlediska parametrů hmotnostních a bezpečnostních. Na upravené konstrukci návrh hydraulicky odpružené oje pomocí jednoho přímočarého hydromotoru. Upravení modifikované konstrukce dle požadavku sjednocení příčných průřezů hlavních nosníků s ohledem na ostatní výrobky řady MEGA Line.

Technické parametry:

Rozměry dle stávající konstrukce s důrazem na zachování polohy úložných bodů nástaveb.

Nejvyšší povolená hmotnost 27000 kg.

Maximální zatížení navržené oje 4000 kg.

Cíle diplomové práce:

Popis stávající konstrukce nosiče výměnných nástaveb.

Pevnostní kontrola stávající konstrukce.

Popis míst a uzlů, ve kterých je vhodná úprava, včetně návrhu tvarové optimalizace.

Pevnostní kontrola upravené konstrukce, pevnostní kontrola navržené oje.

Návrh přímočarého hydromotoru odpružení oje včetně hydraulického obvodu.

Sestava upravené konstrukce stroje.

Podsestavy a vybrané výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

SYROVÝ, Otakar. Doprava v zemědělství. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2008. ISBN 9788086726304.

PTÁČEK, Petr a Aleš KAPLÁNEK. Přeprava nákladu v silniční nákladní dopravě. Brno: CERM, 2002. ISBN 8072042572.

VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.

BAUER, František. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 9788086726526.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá pevnostní analýzou nosiče výměnných nástaveb Mega 25 s maximální technickou hmotností 27 000 kg a byla zpracována s firmou ZDT Nové Veselí. Cílem práce je provést statickou simulaci v různých zátěžných stavech. První část práce je věnována popisu stávající konstrukce a popisu zátěžných stavů. Následně dle těchto stavů provést pevnostní kontrolu metodou konečných prvků, realizovat úpravu konstrukce včetně návrhu nové oje a následně vytvořit výkresovou dokumentaci vybraných výrobních výkresů upravené konstrukce.

KLÍČOVÁ SLOVA

traktorový návěs, nosič výměnných nástaveb, rám podvozku, statická simulace, zemědělská doprava, pevnostní analýza, metoda konečných prvků

ABSTRACT

This Diploma Thesis is dedicated to stress analysis of carrier swap bodies Mega 25 with maximum technical weight 27 000 kg and has been worked out in corporation with ZDT Nové Veselí company. The aim of this work is to stress analysis of trailer in various burdensome conditions. The first section of the Thesis is occupied with original design and burdensome condition. Then, according to these states gained strength to control the finite element method, implement and then modify the design including design of new drawbar and then create selected construction drawings prepared.

KEYWORDS

tractor trailer, carrier swap bodies, chassis of frame, static simulation, agricultural transport, stress analysis, finite element method

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HALAMA, T. *Pevnostní analýza a optimalizace nosiče výměnných nástaveb MEGA 25*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 82 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Tadeáš Halama

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat mému konzultantovi, Ing. Martinu Molvovi z firmy ZDT Nové Veselí a vedoucímu práce, Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za odbornou pomoc a cenné rady při zpracování diplomové práce. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat svým rodičům za podporu během celého studia.

OBSAH

| | |
|--|----|
| Úvod | 10 |
| 1 Popis stávající konstrukce nosiče výměnných nástaveb MEGA 25 | 11 |
| 1.1 Rám návěsu | 12 |
| 1.2 Náprava návěsu | 13 |
| 1.3 Oj návěsu a přípojně zařízení | 16 |
| 1.4 Pneumatiky | 17 |
| 1.5 Uložení nástavby | 18 |
| 2 Zátěžné stavy | 19 |
| 2.1 Poloha těžiště nástavby vůči rámu | 19 |
| 2.2 Poloha nástavby vůči rámu při vysypání dozadu a do boku | 22 |
| 2.3 Brzdění návěsu | 23 |
| 2.4 Akcelerace návěsu | 24 |
| 2.5 Průjezd zatáčkou | 24 |
| 2.6 Shrnutí zátěžných stavů | 25 |
| 3 Příprava MKP modelu | 26 |
| 3.1 Tvorba MKP modelu | 26 |
| 3.2 Nahrazení nápravy a odpružení | 26 |
| 3.3 Nahrazení oje | 28 |
| 3.4 Nahrazení nástavby a nákladu | 30 |
| 3.5 Síť MKP modelu | 31 |
| 4 Výpočet mezního stavu únosnosti | 32 |
| 5 Vyhodnocení pevnostní analýzy původní konstrukce | 33 |
| 5.1 Stojící návěs | 34 |
| 5.2 Akcelerace | 35 |
| 5.3 Brzdění | 36 |
| 5.4 Průjezd zatáčkou | 37 |
| 5.5 Vysypání dozadu | 38 |
| 5.6 Vysypání do boku | 42 |
| 6 Návrh nové oje a konstrukčních úprav | 47 |
| 6.1 Návrh nové oje odpružené přímočarým hydromotorem | 47 |
| 6.2 Konstrukční úpravy rámu návěsu | 50 |
| 6.3 Konstrukční úprava dorazů nástavby | 55 |
| 7 Návrh přímočarého hydromotoru odpružení oje | 57 |
| 7.1 Návrh přímočarého hydromotoru | 57 |
| 7.2 Návrh akumulátoru | 60 |

| | | |
|-----|---|----|
| 7.3 | Návrh hydraulického okruhu | 61 |
| 8 | Příprava MKP modelu upravené konstrukce..... | 62 |
| 8.1 | Příprava MKP modelu nové oje..... | 63 |
| 9 | Vyhodnocení pevnostní analýzy upravené konstrukce | 65 |
| 9.1 | Stojící návěs | 65 |
| 9.2 | Akcelerace | 66 |
| 9.3 | Brzdění | 67 |
| 9.4 | Průjezd zatáčkou | 68 |
| 9.5 | Vysýpání dozadu..... | 69 |
| 9.6 | Vysýpání do boku | 72 |
| 9.7 | Pevnostní analýza navržené oje | 75 |
| | Závěr | 77 |
| | Seznam použitých zkratk a symbolů | 79 |
| | Seznam příloh | 82 |
| | Seznam samostatných příloh | 82 |

ÚVOD

Díky systému výměnných nástaveb dosáhneme nejvyšší možné míry využití vysoce hodnotných dvou- nebo třínápravových podvozků. Přitom můžeme volit mezi různými podvozky s mechanickým parabolickým nebo hydropneumatickým odpružením. Optimální využití podvozků lze dosáhnout již se dvěma nebo třemi různými výměnnými nástavbami. Mnoho firem nabízí ve svém portfoliu následující nástavby: univerzální rozmetadlo a rozmetadlo chlévské mrvy, překládací vůz pro obilí a osivo, překládací vůz na přepravu cukrové řepy, velkokapacitní transportní vůz na siláž, nákladní vůz s výtlačným čelem a vyklápecí vůz v různých provedeních. Z povahy podvozku pro výměnný systém vyplývá, že je třeba zajistit co nejnižší těžiště. Tomuto požadavku se dá do jisté míry vyhovět pomocí rámové konstrukce z trubek obdélníkového průřezu. Pohony nástaveb jsou nejčastěji instalovány pevně přímo na nástavbu, což výrazně zkracuje dobu výměny a v jisté míře také předchází poruchám. Kloubové hřídele a hydraulické hadice lze rychle a jednoduše upevnit pomocí rychlospojek. Je důležité, aby záměnu nástaveb bylo možné provést v řádu minut. To je zajištěno pomocí sériových zvedacích zařízení na nosném vozidle. Pokud je podvozek vybaven hydraulickým odpružením, využije se pro výměnu toto odpružení.

Tato diplomová práce je zpracována ve spolupráci s firmou ZDT Nové Veselí. Firma byla založena v roce 1993 a od té doby si vybudovala přední postavení mezi výrobci návěsů a zemědělských strojů v České republice a celé střední Evropě. Firma disponuje vlastní koncepcí dopravního systému MEGA, který je zároveň nosný výrobní program společnosti. Firma ZDT je nositelem mezinárodních ocenění za návěs MEGA 33 s hydraulickým pružením a nuceným řízením náprav (obr. 1). [1]



Obr. 1 Nosič výměnných nástaveb MEGA 33 [1]

1 POPIS STÁVAJÍCÍ KONSTRUKCE NOSIČE VÝMĚNNÝCH NÁSTAVEB MEGA 25

Mega 25 je nosič výměnných nástaveb (obr. 2), tedy univerzální podvozek, který využívá samostatné nástavby a tím tvoří víceúčelový stroj pro přepravu různých zemědělských komodit. Firma ZDT Nové Veselí s.r.o. dodává ke svému podvozku Mega 25 následující nástavby: vanová korba jednostranná, vanová korba dvoustranná a rozmetadlo RM 25. Další nástavby je možné zhotovit na základě přání zákazníka. Výměnný systém pracuje na principu záměny jednotlivých nástaveb, které v daném sezonním období právě nejsou třeba, jednoduše se odstaví na odstavné podpěry a na univerzální podvozek se umístí nástavba jiná. Je nutné, aby záměna jednotlivých nástaveb nebyla časově náročná, a je vhodné, aby výměnu zvládla jedna obsluha. V následujících podkapitolách jsou popsány jednotlivé konstrukční celky nosiče Mega 25 (Tab. 1).

Tab. 1 Základní údaje Mega 25 [1]

| Základní rozměry (mm) | |
|---------------------------------------|--|
| maximální délka | 8020 |
| maximální šířka | 2550 |
| maximální výška závěsného oka od země | 260-700 |
| Hmotnost (kg) | |
| pohotovostní | 4850 |
| užitečná povolená | 20150 |
| celková maximální | 25000 |
| Náprava | |
| typ | odpružený tridem |
| rozchod kol (mm) | 1950 |
| rozvor (mm) | 1380 |
| rozměr pneumatik | 425/65R22,5, 445/65x22,5, 560/60x22,5, 560/60R22,5, 550/60x22,5, 560/60R22,5 |
| připojovací rozměry disku | Ø280/Ø335 |
| počet/rozměr kolových šroubů | 10/M22x1,5 |
| brzdový buben | 406x120 |
| brzdy provozní | vzduchové dvouhadicové |
| brzdy parkovací | ruční mechanické |
| Všeobecné parametry | |
| maximální rychlost | do 40 km/h |
| spojovací zařízení | závěsné oko Ø40/Ø50/K80 |
| zatížení oje (prázdný/plný) | 500/2000 kg |
| svahová dostupnost | 9° |
| napětí elektroinstalace | 12 V |
| tlak vzduchu v brzdovém systému | min. 650 kPa |
| tlak v hydraulickém systému | 18MPa |



Obr. 2 Nosič výměnných nástaveb MEGA 25 s dvoustraně sklápěnou nástavbou [1]

1.1 RÁM NÁVĚSU

Rám návěsu je konstruován převážně jako svařenec. Použitý materiál je vesměs uzavřený tenkostěnný profil. U uzavřených tenkostěnných profilů by mohlo docházet ke korozi vnitřních ploch, proto jsou vnitřní prostory uzavřeny svarovým spojem. Použitím uzavřených tenkostěnných profilů dochází k úspoře hmotnosti až o 20 % při zachování stejné tuhosti konstrukce v porovnání s ostatními profily, například profilu tvaru I nebo U. Další výhodou je absence vázaného kroucení. Je bráněno deplanaci, tedy posunům ve směru osy profilu. Nevýhodou tohoto profilu je však jeho cena, která souvisí s jeho technologicky náročnou výrobou. Hlavní úlohou rámu je nést náklad a přenést jeho tíhu na nápravu, přenést brzdovou a hnací sílu a vést nápravu. Na rám návěsu jsou kladeny mnohdy protichůdné požadavky, jako například: vysoká tuhost a únavová životnost, nízká hmotnost, dlouhá životnost při takřka nulové údržbě. [3]

Základem celého rámu jsou dva hlavní podélné nosníky, které jsou propojeny několika příčkami různých profilů v příčném směru. V přední části návěsu jsou nosníky svařeny k přední příčce, která je vyrobena svařením různých ohýbaných plechů. Na první příčku je také připevněn hlavní úchyt oje. Zadní příčník je přivařen k hlavním nosníkům a na něj jsou přivařena nosná ložiska výklopného mechanismu. Další dva čepy výklopného mechanismu jsou umístěny na konzolách, které jsou umístěny zhruba v první čtvrtině návěsu. Mezi těmito konzolami je druhá příčka. Následuje třetí příčka, na kterou je připevněno odpružení oje. Na pár pomocných příček zhruba uprostřed rámu je instalován hydraulický válec vyklápěcího

mechanismu. Válec je koncipován jako vícestranný, takže se může natáčet ve dvou osách ležících v rovině rámu. Na rámu je vytvořeno mnoho výztuh (přechod mezi zadním příčným a hlavními nosníky, atd.), které významně zvyšují pevnost celé konstrukce.

K výrobě rámu návěsu se v dnešní době používá výhradně ocel S 355 J0 dle EN ISO 10219 se zaručenou svařitelností. Po svařování je opatřen celý rám ochranným nátěrem proti korozi.

1.2 NÁPRAVA NÁVĚSU

Náprava je neodmyslitelná část podvozku, jelikož zajišťuje přenos zatížení rámu podvozku na kola a přeměnu rotačního pohybu kol na posuvný pohyb celého podvozku. Pro návěs MEGA 25 je použita náprava a pružení od firmy ADR. U návěsu MEGA 25 je z důvodu většího užitečného zatížení využito vícenápravového systému, v tomto případě třínápravového. Tento vícenápravový systém má statické vyrovnávání nápravových tlaků, které zaručují pro různé náklady, a tím různé polohy těžiště, konstantní poměr zatížení náprav mezi jednotlivými nápravami tohoto systému (vahadlo na obr. 4). Konstrukce nápravy se skládá z ocelového nosníku čtvercového průřezu.

Tahový odpor, opotřebení pneumatik při jízdě v zatáčkách a poškození porostu snižují říditelné nápravy. U třínápravového systému je použití říditelné nápravy takřka nutností. Obecně můžeme použít dva typy řízení nápravy, a to říditelné nápravy s fixací při couvání (vlečné řízení) a nápravy s nuceným řízením. Na návěsu je použit první typ řízení a to na první a třetí nápravě. Vlečné řízení nápravy je ovládáno pomocí jednoho přímočarého hydromotoru (obr. 3). Pokud v přímočarém hydromotoru není tlakový olej, je náprava uložena vlečně a kola jsou natáčena v závislosti na směru jízdy. Toto řízení není vhodné pro vysoké rychlosti (vyšší než 10-15 km/h) a couvání, kde by mohlo dojít ke kolizi. Proto lze nápravu uzamknout přivedením tlakového oleje do přímočarého hydromotoru, čímž se náprava změní v tuhou neříditelnou nápravu. Konstrukce nápravy je tvořena ocelovým nosníkem čtvercového průřezu.[2]



Obr. 3 Říditelná náprava

1.2.1 ZAVĚŠENÍ A ODPRUŽENÍ

Vlivem brzdných sil vznikají rozdílné reakce, proto je volena tzv. vahadlová náprava. Při brzdění se přetíží náprava vpředu a se stejnou hodnotou se odlehčí náprava vzadu. Pomocí vahadla jsou síly na jednotlivých nápravách vyrovnávány. Při použití tohoto druhu zavěšení odpadá možnost zvedání jedné či více náprav, při transportu nenaloženého návěsu.

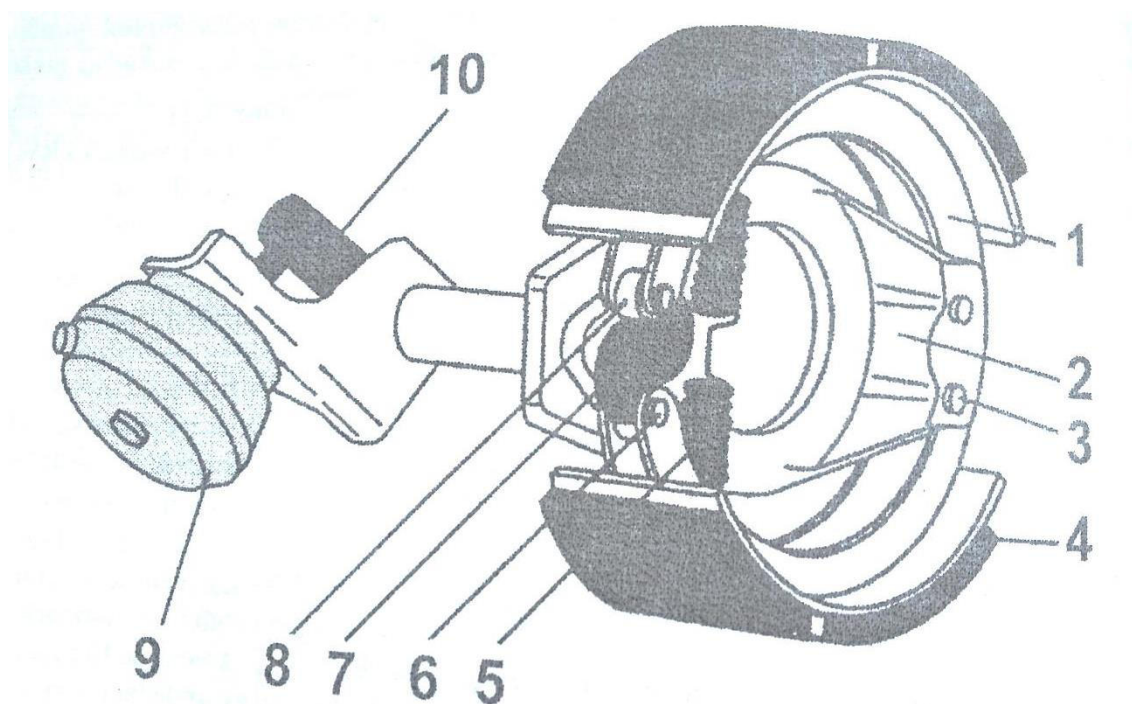


Obr. 4 Vahadlo nápravy

Odpružením se zmenšuje přenos kmitavých pohybů náprav vozidla na jeho podvozkové části. Odpružení tedy zvyšuje životnost některých dílů podvozku a zajišťuje stálý styk pneumatiky s vozovkou i při přejíždění různých nerovností. Tím je zajištěn přenos brzdných sil. K odpružení návěsu jsou použity parabolické pružiny, které svým tvarem odpovídají téměř přesně nosníku stálé pevnosti (konce pružiny jsou vyválcovány do parabolického tvaru), což se projeví její menší hmotností (při stejném zatížení) v porovnání s konvenční listovou pružinou. Použitá pružina je složená z 3 parabolických listů. Parabolická pružina má stejné přednosti jako konvenční listová pružina, tedy, může přenášet podélné a boční síly. V našem konkrétním případě je podélná síla přenášena pomocí dvojice suvných tyčí na každé nápravě, přičemž suvné tyče jsou připevněny ke konzolám (držákům) zavěšení. Protože parabolické pružiny mění při svém propružení svoji délku, jsou oba konce každé pružiny uloženy kluzně v kluzné opěře. Při deformaci parabolické pružiny vzniká vzájemný podélný posuv mezi jednotlivými listy, a tím dochází k tření na styčných plochách. Toto se projeví zvýšeným odporem pružiny proti její deformaci, a tedy vlastně tlumením v pružící soustavě. Jde o suché tření, které je v provozu vlivem nečistot nekontrolovatelné a mohlo by dojít k dosažení velké hodnoty tlumení, z tohoto důvodu se vkládají mezi jednotlivé listy vložky z plastů, které zmenší tření na přijatelnou mez.[2]

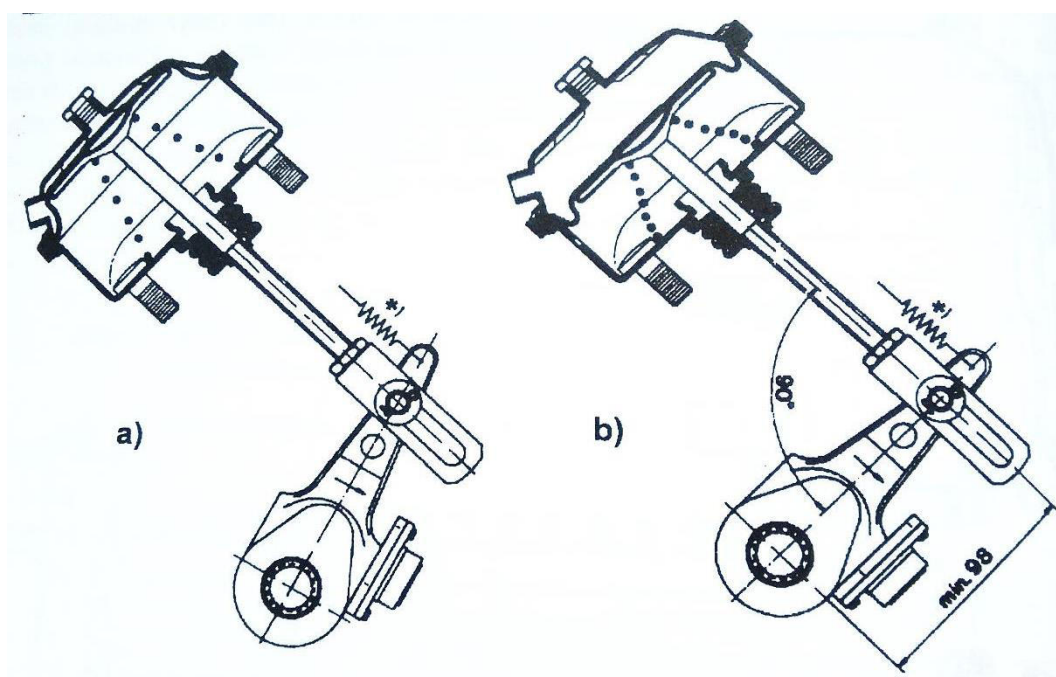
1.2.2 BRZDY

Z důvodu velkých ovládacích sil se používá vzduchová brzdová soustava (obr. 5). Brzdy návěsu jsou v provedení dvouhadicovém, tedy jedna plnicí větev a druhá ovládací větev. Dvouhadicové provedení se používá zásadně u jednookruhových brzd. Zdrojem energie použitého pro provoz brzdového systému přípojného vozidla je energetický prostředek. Kromě provozních brzd je návěs ještě vybaven parkovací mechanickou brzdou. Brzdy jsou koncipovány jako bubnové.



Obr. 5 Ovládání čelistí bubnové brzdy brzdovým klíčem a tlakovým vzduchem [2]
 1 – nosič brzdového obložení, 2 – štít brzdy, 3 – otočný bod brzdových čelistí, 4 – brzdové obložení, 5 – vratná pružina, 6 – čep kladky, 7 – brzdový klíč, 8 – kladka, 9 – membránový brzdový válec, 10 – samočinný nastavovač pákového systému brzdy

U návěsů s tlakovzdušnou ovládací soustavou se používá mechanické ovládání čelistí, tzv. brzdovým klíčem (obr. 6). Brzdový klíč se natáčí a přitlačuje tak současně obě čelisti na třecí plochu bubnu. Boky brzdového klíče mají evolventní tvar, čímž účinné rameno klíče je během jeho natáčení konstantní, to znamená, že mechanický převod klíče se nemění. Vůle náběžné čelisti je vlivem intenzivnějšího opotřebení jejího obložení po určité době provozu větší, takže je při stejném posunutí čelistí ovládací síla menší, naopak ovládací síla úběžné čelisti je větší. To má za následek snížení vnitřního převodu brzdy, protože zmenšení třecího momentu náběžné čelisti je výraznější než jeho zvětšení na úběžné čelisti. Vzduchový membránový válec se skládá ze dna válce a víka, mezi kterými je sevřena membrána, která působí na tlačítko s pístnicí. Zpětný pohyb zajišťuje vratná pružina. Provozní tlak je relativně nízký a ovládací síla poměrně velká, z tohoto důvodu jsou brzdové válce poměrně rozměrné a jejich umístění je mimo vlastní brzdou. Pístnice má na konci oko a čep, kterým je spojena s pákou hřídele a brzdového klíče. [2]



Obr. 6 Membránový brzdový válec pro bubnovou brzdu [2]
a) klidová poloha, b) pracovní poloha

1.3 OJ NÁVĚSU A PŘÍPOJNÉ ZAŘÍZENÍ

V případě návěsu je část hmotnosti přenášena na závěsné zařízení tažného prostředku. Z tohoto důvodu se konstruují oje jako odpružené, díky tomu se výrazně sníží přenos rázů a kmitání na tažný prostředek. Oj je uložena na dvou čepích, první čep se nachází na první příčce návěsu (přenos tahové síly) a druhý čep se nachází na třetí příčce (realizace tlumení), přesněji na konzoli uložení oje. V obou místech uložení je oj výškově přestavitelná. Nevýhodou tohoto přestavení je skutečnost, že výšku oje nelze přestavit za provozu a při zatíženém stavu. Tento způsob vyniká jednoduchou konstrukcí a je nenáročný na údržbu.

Odpružení oje je realizováno listovým perem, které je jedním koncem pevně uchyceno ke konzoli oje a druhý konec pera je vsunut do profilu oje, kde je opřen o třmeny. Při propružení dochází ke změně délky, a z tohoto důvodu je „půl pero“ v oji uloženo volně (obr. 7).

Připojení návěsu je možné realizovat dvěma způsoby, buď do horního, nebo spodního závěsu. Dle Tab. 1 firma ZDT nabízí tři připojovací zařízení a to průměr 40 mm, 50 mm a kouli K80. Průměr 40 mm je určen pro tzv. pitonfix a průměr 50 mm pro zavěšení do klasického závěsu s čepem. Tato dvě uložení přenášejí rázy z vleku na tažný prostředek. Tyto rázy vedou k velkému opotřebení čepu. Velká výhoda je však pořizovací cena. Mnohem dražší varianta je použití koule K80. Tento systém je v dnešní době velmi rozšířený. Koule je mazána a dovozuje vychýlení až 30 °. Navíc toto připojení zachytává rázy, což má za následek zvýšení životnosti a klidné spojení návěsu a tažného prostředku. Podle výrobců a uživatelů vychází nejvýhodněji uložení do spodního závěsu a použití koule K80, ať už z důvodů maximálního zatížení, klidnosti jízdy, snížení náchylnosti k převrácení atd. [4]



Obr. 7 Odpružení oje listovým perem

1.4 PNEUMATIKY

Pneumatiky návěsů a přívěsů musí vyhovovat jak jízdě na silnici, tedy na zpevněném povrchu, tak i v zemědělském terénu s měkkým povrchem. Na oba povrchy jsou kladeny různé požadavky. Zatímco na veřejné komunikace jsou vhodné pneumatiky užší s vyšším tlakem huštění, na měkký povrch vyhovují nízkotlaké, široké pneumatiky. Z tohoto důvodu každý výrobce zemědělské techniky nabízí pro své produkty pneumatiky, které obě tyto oblasti pokrývají. Hlavní vliv na deformační vlastnosti pneumatik má materiál, z něhož je vyrobena kostra, a počet a orientace jejich kordových vložek. Podle toho dělíme pneumatiky na diagonální, radiální a smíšené konstrukce. [3]

1.4.1 DIAGONÁLNÍ PNEUMATIKY

Diagonální pneumatika má kostru tvořenou páry kordových vložek s orientací vláken pod úhlem menším než 90° (obvykle mezi 30° – 40°) vzhledem k podélné rovině symetrie běhounu. Kordová vlákna sousedících vložek se kříží a zasahují pod patková lanka. Vlákna přenášejí obvodové i příčné síly přímo do patek pláště. Při zatížení pneumatiky a její deformaci se vlákna neprodlužují, ale posunují a namáhají pryž mezi nimi na střih. Tím vzniká teplo a ztráty. V nezatíženém stavu má diagonální pneumatika při kontaktu se zemí kulatý, mírně elipsovitý tvar. Po zatížení se postupně zplošťuje. Čím je zatížení větší, tím více jsou krajní části běhounu tlačeny k zemi, zatímco střed běhounu je naopak od povrchu oddalován. To má vliv na snížení celkové přilnavosti. Vlivem bočních sil „nesedí“ pneumatika s diagonální konstrukcí kvůli nepružnosti bočnic na podkladu celou plochou. Výsledkem je značná ztráta původního směru. [3]

1.4.2 RADIÁLNÍ PNEUMATIKY

Radiální pneumatika má vlákna kordových vložek uložena pod úhlem blízkým se 90° vzhledem k podélné rovině symetrie běhounu. Tato část kostry přenáší boční a radiální síly. Schopnost přenosu obvodové síly je malá. Proto má kostra na obvodu nárazník, který přenáší obvodové síly. Boční stěny pneumatiky jsou měkčí. Valivý odpor je nižší než u pneumatik diagonálních. Radiální pneumatiky jsou však náročnější na výrobu, a tím tedy i dražší. I když není pneumatika s radiální strukturou zatížena, dotýká se povrchu téměř celou plochou a poskytuje tak maximální přilnavost. Díky pružnosti bočnic je pneumatika schopna pohltit více

terénních nerovností. Když je pneumatika v pohybu, šířka styčné plochy se nemění. Zatížení pneumatiky ovlivňuje délku styčné plochy. Z toho vyplývá, že na šířku této plochy nemají nepravidelnosti na povrchu vozovky vliv. Protože jsou bočnice pneumatiky s radiální strukturou mnohem pružnější, dochází u nich se vzrůstající silou ke stále většímu ohybu. Bočnice fungují jako kloubový závěs mezi kolem a běhounem, takže pneumatika může zůstat celou plochou běhounu na zemi. Tím pádem je žádoucí směr jízdy udržován i v případě bočních sil. [3]

1.5 ULOŽENÍ NÁSTAVBY

Na podvozku MEGA 25 je nástavba uložena na čtyřech úložných bodech. V zadní části je nástavba uložena na dvojici ložiscích. Pohyb do stran je uzamčen pomocí tvarových styků na protikusu koulí. Pohyb v podélné rovině kolmé k rámu je zajištěn čepy (kolíky), které jsou k rámu připevněny pomocí řetízků, což eliminuje možnost ztráty při výměně nástavby. V přední části je nástavba uložena na dvojici válcových čepů (obr. 8), které využívají obdobný systém jako koule v zadní části. Tento systém zaručuje snadnou a rychlou výměnu nástaveb a současně umožňuje vyklápění do tří stran (v našem konkrétním případě do dvou - dvoustranně sklápěná korba), a to jen odjištěním příslušných kolíků. Korba je navíc uložena na čtyřech silentblocích, které při přepravní poloze přenášejí většinu zatížení z korby na rám návěsu.



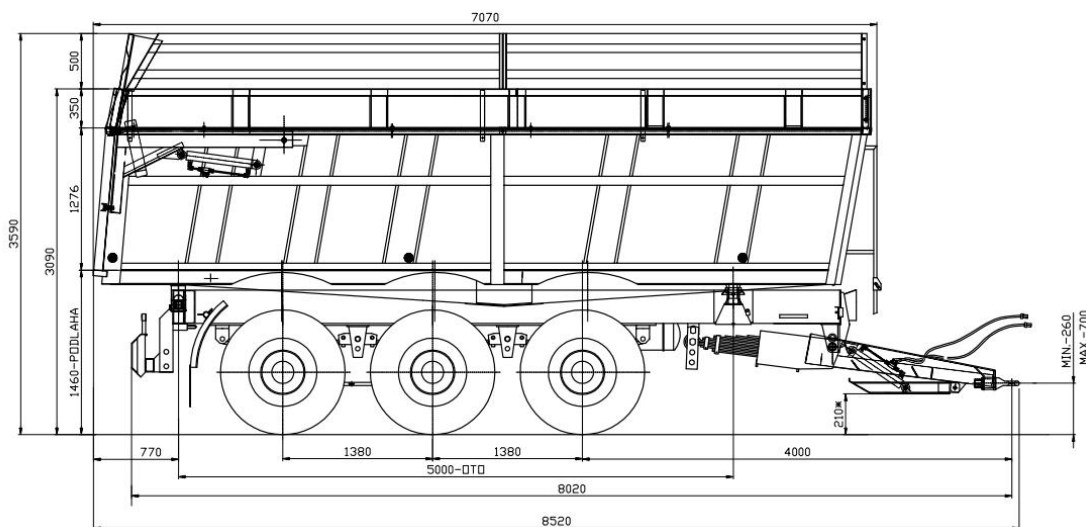
Obr. 8 Válcový čep uložení nástavby

2 ZÁTĚŽNÉ STAVY

Během používání na návěs působí řada zátěžných stavů. Zátěžné stavy jsou standardní a nestandardní. Nestandardní stavy nejčastěji vznikají při špatném zacházení a porušování návodu k obsluze a údržbě. Jelikož se tyto stavy nedají predikovat, a každý takový stav je jedinečný, nebudou do této práce implementovány. Standardními stavy jsou takové stavy, ke kterým dochází při každodenním používání, a nejsou v rozporu s návodem výrobce. V této práci jsou uvažovány následující stavy: stojící přívěs, akcelerační, brzdění, průjezd zatáčkou, vysypání dozadu a vysypání do boku. Jak již bylo několikrát zmíněno, návěs MEGA 25 je nosič výměnných nástavb a předpokládá se jízda s různými nástavbami. Pro výpočet zátěžných stavů je zvolena dvoustranně sklápěná nástavba z důvodu pokrytí všech předchozích zmíněných stavů.

2.1 POLOHA TĚŽIŠTĚ NÁSTAVBY VŮČI RÁMU

Při výpočtu polohy těžiště vůči rámu jsem vycházel z katalogového listu dvoustranně sklápěné korby (obr. 9) [5] firmy ZDT, který je volně ke stažení z internetových stránek firmy [1]. Poloha těžiště přímo ovlivňuje vlastní zatížení rámu návěsu při všech zátěžných stavech, z tohoto důvodu je nutné zvolit polohu těžiště co možná nejpresněji reálnému stavu. Přesné rozložení nákladu se nedá prakticky predikovat, proto je z větší míry poloha těžiště nástavby předpokládána.



Obr. 9 Katalogový list - vanová korba dvoustranná [5]

Při odvození výšky těžiště nástavby a nákladu předpokládáme:

- Homogenní rozložení materiálu ve všech směrech nástavby.
- Nástavba a náklad je symetrický v příčném (poloha těžiště leží v polovině šířky nástavby) a podélném směru (poloha těžiště leží v polovině délky nástavby).
- Půdorys nástavby je ve všech rovnoběžných řezech s podlahou nástavby stejný (nástavba má tvar kvádra).

Výška těžiště nákladu a nástavby závisí na převáženém produktu a na samotné konfiguraci nástavby, která může být vybavená nástavky 500 mm nebo 700 mm. Při dalším zjednodušení a zanedbání konicity a sklonu předního a zadního čela nástavby budeme předpokládat:

$$l_n = 6800 \text{ mm}, b_n = 2150 \text{ mm}$$

kde l_n je délka nástavby a b_n je střední šířka nástavby

$$S_n = l_n \cdot b_n = 6,8 \cdot 2,15 = 14,62 \text{ m}^2 \quad (1)$$

kde S_n je půdorysný obsah nástavby.

V Tab. 2 jsou uvedeny některé objemové hmotnosti základních zemědělských komodit, které se předpokládají přepravovat.

Tab. 2 Objemová hmotnost vybraných zemědělských komodit [3]

| Produkt | Objemová hmotnost ρ (kg/m ³) |
|-------------------------|---|
| Krmná řepa | 500-700 |
| Kukuřice silážní řezaná | 400 |
| Chlévská mrva | 650-700 |
| Brambory | 700 |
| Pšenice | 800 |

Dle [1] je užitečná povolená hmotnost s nástavky $m_{už} = 17491 \text{ kg}$. Z hodnot z Tab. 2 a maximální užitečné povolené hmotnosti je vypočítána výška nákladu od podlahy a následně výška těžiště nákladu od podlahy, jsou vypočteny dvě hodnoty pro dvě různé komodity. První komodita je kukuřice silážní řezaná a druhá pšenice.

$$z_{\text{nák_sil}} = \frac{m_{už}}{S_n \cdot \rho_{\text{kukuřice}}} = \frac{17491}{14,62 \cdot 400} \cong 3000 \text{ mm} \quad (2)$$

$$z_{\text{nák_pše}} = \frac{m_{už}}{S_n \cdot \rho_{\text{pšenice}}} = \frac{17491}{14,62 \cdot 800} \cong 1500 \text{ mm} \quad (3)$$

Výška těžiště nákladu pro obě komodity

$$z_{t_{\text{nák_sil}}} = \frac{z_{\text{nák_sil}}}{2} = \frac{3000}{2} = 1500 \text{ mm} \quad (4)$$

$$z_{t_{\text{nák_pše}}} = \frac{z_{\text{nák_pše}}}{2} = \frac{1500}{2} = 750 \text{ mm} \quad (5)$$

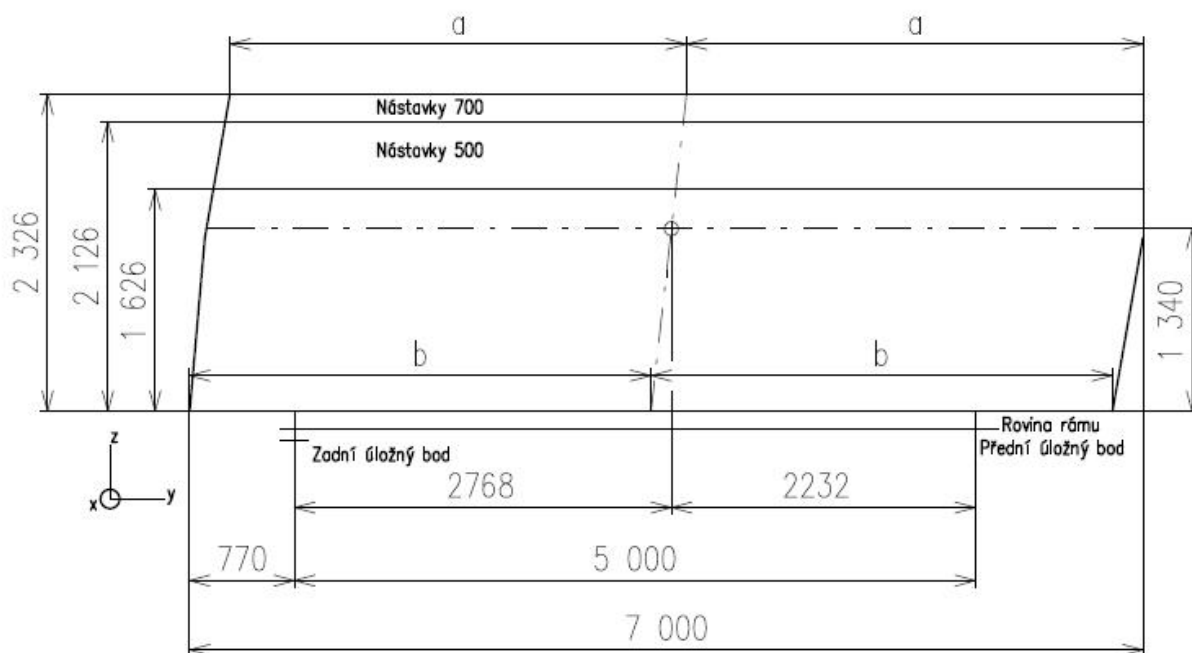
Samotná nástavba není předmětem této práce, proto k ní nejsou poskytnuty podklady, z kterých by bylo možné vypočítat přesné těžiště samotné nástavby. Hmotnost nástavby

s nástavky činí $m_{nás}=2659 \text{ kg}$. Z toho vyplývá, že hmotnost nákladu ovlivňuje výšku těžiště mnohem výrazněji než nástavba. Po konzultaci s konstruktéry ZDT Nově Veselí je výška těžiště předpokládána $z_{t_{nás}}=300 \text{ mm}$ nad podlahou. Pro výšku těžiště nákladu volím horší z variant, tedy tu s vyšším těžištěm, která se pravděpodobně nejvíce projeví při jízdě zatáčkou. Z tohoto důvodu volím výšku těžiště nákladu $z_{t_{nák}}=1500 \text{ mm}$. Celková výška těžiště nákladu a nástavby tedy je:

$$z_{t_{nák+nás}} = \frac{z_{t_{nák}} \cdot m_{už} + z_{t_{nás}} \cdot m_{nás}}{m_{už} + m_{nás}} = \frac{1500 \cdot 17491 + 300 \cdot 2659}{17491 + 2659} \cong 1340 \text{ mm} \quad (6)$$

Dle [5] je vzdálenost mezi rámem podvozku a podlahou nástavby 130 mm . Vypočtená vzdálenost mezi těžištěm nástavby, nákladu a rámem podvozku (v ose z):

$$z_t = z_{t_{nák+nás}} + 130 = 1340 + 130 = 1470 \text{ mm} \quad (7)$$



Obr. 10 Schéma polohy těžiště nástavby a nákladu

Souřadný systém v obr. 4 se nyní neshoduje se souřadným systémem výpočtového modelu, těžiště nástavby a nákladu je vyjádřeno jako absolutní hodnota vzdálenosti od předních a zadních úložných bodů. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v Tab. 3.

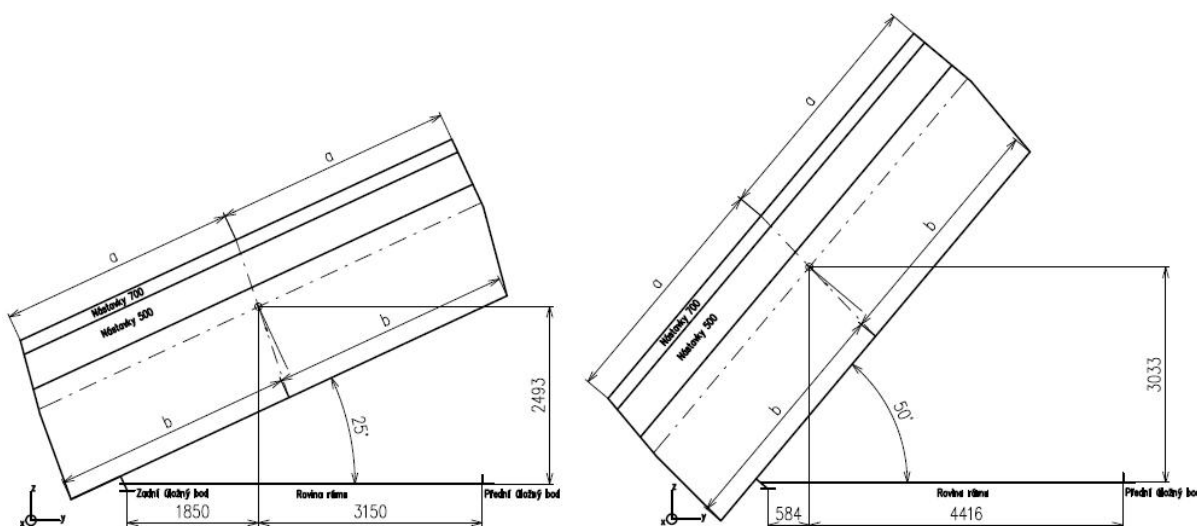
Tab. 3 Poloha těžiště nástavby a nákladu

| | vzdálenost od předního úložného bodu [mm] | vzdálenost od zadního úložného bodu [mm] |
|-------|---|--|
| osa x | 1000 | 1000 |
| osa y | 2232 | 2768 |
| osa z | 1470 | 1560 |

2.2 POLOHA NÁSTAVBY VŮČI RÁMU PŘI VYSÝPÁNÍ DOZADU A DO BOKU

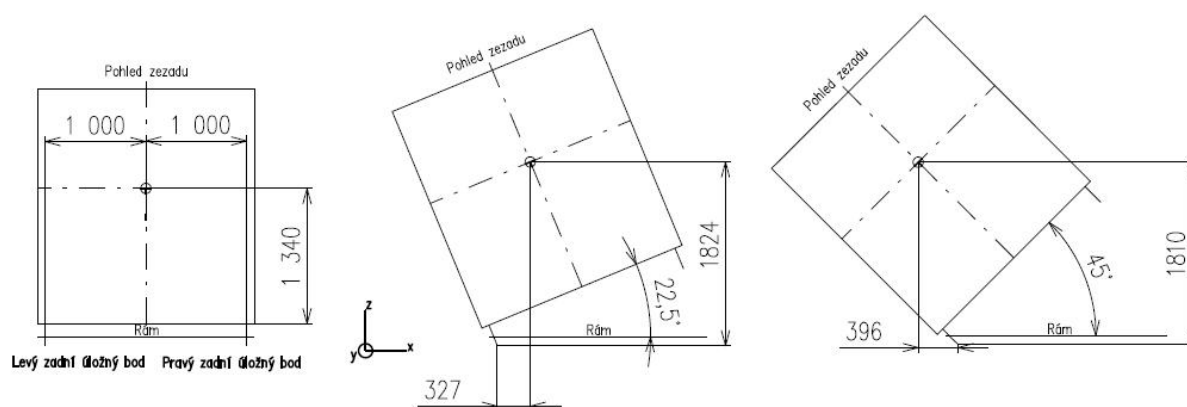
Krajní poloha nástavby při vyklápění dozadu je 50° vůči horizontální rovině. Je vhodné uvažovat zatížení i při počátku vyklápění a v polovině maximálního vyklopení. Stejný přístup volím i při vysýpání do boku, kde krajní poloha činí 45° naklonění nástavby vůči horizontální rovině rámu. Nástavba je vysýpána kolem zadních a bočních úložných bodů. Předpokládá se nejhorší možný stav, kdy se vysýpaný materiál se nesune, a celý náklad zůstane v nástavbě. V takovém případě předpokládáme, že se těžiště nákladu vůči nástavbě nezmění. Pro výpočet těžiště při všech polohách nástavby vůči rámu byla využita goniometrie. Po konzultaci se zadavatelem bylo dohodnuto, že výsledky zátěžných stavů, kdy při maximálním úhlu vyklápění nedojde k sesunutí materiálu, budou pouze **informativní**. Po zkušenostech firmy se takový stav nepředpokládá, a pokud k takovému stavu dojde, příčina není v sypaném úhlu materiálu, ale v obsluze, která opomene otevřít bočnice nebo zadní čelo. V takovém případě dojde k destrukci zadního čela nebo bočnic, a materiál je i přes to alespoň částečně vysýpán.

Vysýpání dozadu je znázorněno na obr. 11 a výsledná poloha vzhledem k zadním úložným bodům je uvedena v Tab. 4.



Obr. 11 Schéma vysýpání dozadu

Vysýpání do boku je znázorněno na obr. 12 a výsledná poloha vzhledem k bočním úložným bodům je v Tab. 4, kde jsou shrnuty vzdálenosti těžiště k bočním úložným bodům. Při maximálním úhlu vysýpání do boku dojde k přesunu těžiště mimo rám návěsu. V takovém případě by se nástavba překlápila na bok. Aby k tomuto stavu nemohlo dojít, jsou mezi nástavbou a rámem instalovány řetězy, které vymezují maximální polohu vysýpání. Ve výpočtovém modelu je při maximálním úhlu vysýpání celá hmotnost nákladu a nástavby rozdělena mezi boční úložné body.



Obr. 12 Schéma vysypání dozadu

Tab. 4 Shrnutí polohy těžiště nástavby a nákladu při vysypání

| | vysypání dozadu - vzdálenost od zadních úložných bodů (mm) | vysypání do boku - vzdálenost od bočních úložných bodů (mm) |
|-------|--|---|
| | 25° | 22,5° |
| osa x | 1000 | 327 |
| osa y | 1850 | 2768 (k zadnímu úložnému bodu) |
| osa z | 2493 | 1824 |
| | 50° | 45° |
| osa x | 1000 | 396 (vně rámu) |
| osa y | 584 | 2768 (k zadnímu úložnému bodu) |
| osa z | 3033 | 1810 |

2.3 BRZDĚNÍ NÁVĚSU

V provozu se často vyskytují situace, kdy je nutné velice intenzivní brzdění až na mezi blokování kol návěsu. V takovém případě je pro všechny kola součinitel adheze stejný. Podle [6] může součinitel mezi pneumatikou a suchým povrchem vozovky být až 0,8. Při použití systému ABS se tento součinitel ještě zvětší. Setrvačná síla všech kol je:

$$F_D = m \cdot g \cdot \mu \quad (8)$$

$$F_D = m \cdot a_B \quad (9)$$

kde: F_D ... brzdná (setrvačná) síla [N]
 m ... hmotnost vozidla s plně naloženou nástavbou [kg]
 g ... gravitační zrychlení [m/s^2]
 μ ... součinitel adheze [-]
 a_B ... brzdné zrychlení [m/s^2]

Z předešlého odstavce a ze vzorce (8) a (9) vyplývá, že výsledné brzdné zrychlení, které působí na návěs, je přibližně rovno gravitačnímu. Směr tohoto zrychlení je proti dopřednému pohybu návěsu. Předpokládáme brzdění návěsu i tažného prostředku.

2.4 AKCELERACE NÁVĚSU

Při akceleraci návěsu je nutno uvažovat i zrychlení, které na návěs při rozjezdu působí. Podle [6] je v počáteční fázi rozjezdu zrychlení cca $2,5 \text{ m/s}^2$. Pro spolehlivé plnění všech funkcí návěsu je nutné toto zrychlení uvažovat větší. Z tohoto důvodu uvažujeme dopředné zrychlení návěsu přibližně 5 m/s^2 . [6]

2.5 PRŮJEZD ZATÁČKOU

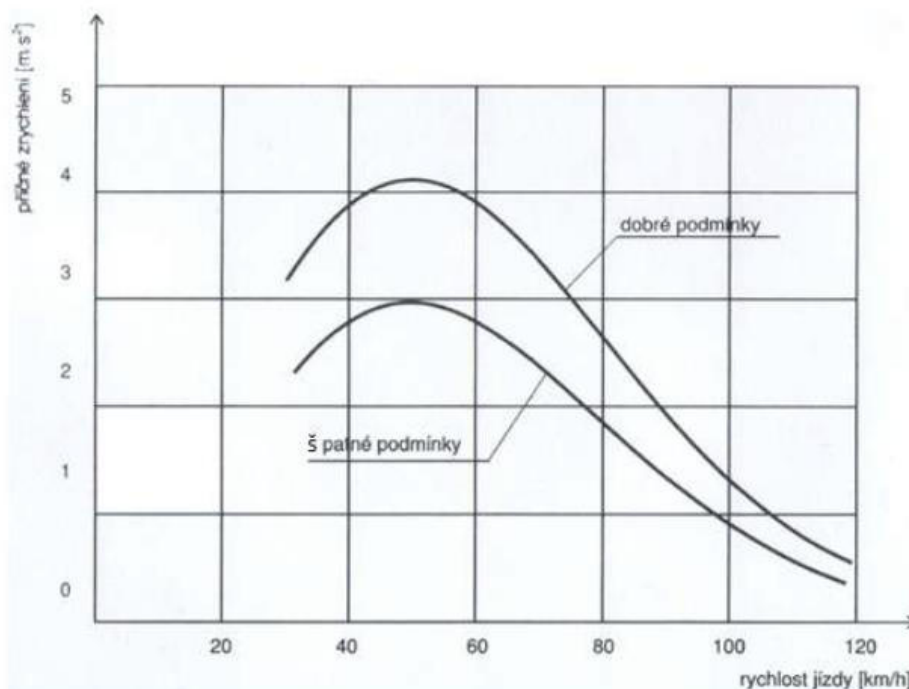
Při průjezdu zatáčkou nebo při nebezpečné situaci, kdy je nutné zahájit prudký výhybný manévry, působí na návěs setrvačné síly v příčném směru. Příčné dostředivé zrychlení je dáno vztahem [6]:

$$a_p = \frac{v^2}{R} \quad (10)$$

kde: a_p ... dostředivé zrychlení [m/s^2]

v ... rychlost vozidla [m/s]

R ... poloměr zatáčky [m]



Obr. 13 Příčné zrychlení dosahované v provozu [6]

Pro rozbor silového působení v příčném směru je třeba vycházet z výsledků měření provedených ke způsobu jízdy v praktickém provozu. Tato měření prokázala, že je využito nižších hodnot příčného zrychlení, než umožňoval stav techniky, zejména adhezní možnosti pneumatik. Důvodem je psychologická bariéra, která průměrným řidičům zabraňuje použití vyšších příčných zrychlení za jízdy vysokou rychlostí. Křivka zjištěné závislosti velikosti využívaného příčného zrychlení na rychlosti jízdy je uvedena na obr. 13. Maximum křivka dosahuje cca při $4,1 \text{ m/s}^2$. Použijeme-li stejné úvahy jako v předchozích odstavcích, zakomponujeme určitou rezervu a stanovíme požadavek, aby konstrukce plnila svoji funkci při 5 m/s^2 . [6]

2.6 SHRUTÍ ZÁTĚŽNÝCH STAVŮ

Všechny zátěžné stavy jsou realizovány při maximálním zatížení. Požadavek spočívá ve zvýšení zatížení návěsu o 2 000 kg, tedy na celkovou hmotnost 27 000 kg. Z tohoto důvodu je do těžiště nástavby a nákladu umístěna hmotnost 22 150 kg (hmotnost nástavby a nákladu). Předchozí úvahy a výpočty těžiště ponecháváme. Dále je nutno do výpočtu zahrnout i dynamické účinky, které vznikají během jízdy při akceleraci, brzdění, průjezdu zatáčkou a při stojícím návěsu. Souhrn zátěžných stavů je uveden v Tab. 5 spolu s příslušnými zrychleními, které na návěs při těchto stavech působí na plně naložený návěs.

Tab. 5 Shrnutí zátěžných stavů

| Zátěžný stav | Poloha nástavby vzhledem k rámu podvozku | Hodnota zrychlení (m/s^2) | | |
|------------------|--|--------------------------------------|--------------------|---------------------|
| | | V podélném směru | V příčném směru | Ve svislém směru |
| Stojící návěs | 0° | 0,0 | 0,0 | g |
| Akcelerace | 0° | 0,5g | 0,0 | g |
| Brzdění | 0° | - g | 0,0 | g |
| Průjezd zatáčkou | 0° | 0,0 | 0,5g | g |
| Vysýpání dozadu | 0° | 0,0 | 0,0 | g |
| | 25° | 0,0 | 0,0 | g |
| | 50° | 0,0 | 0,0 | g |
| Vysýpání do boku | 0° | 0,0 | 0,0 | g |
| | $22,5^\circ$ | 0,0 | 0,0 | g |
| | 45° | 0,0 | 0,0 | g |

kde g je tíhové zrychlení rovno přibližně $9,81 \text{ m/s}^2$.

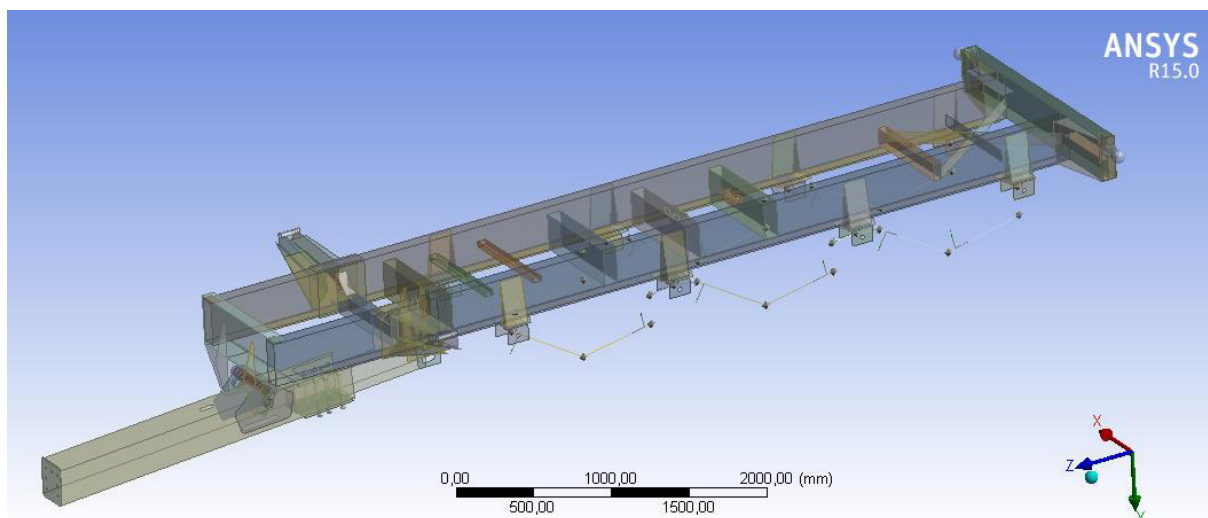
3 PŘÍPRAVA MKP MODELU

Pro vytvoření 3D modelu celé konstrukce byl použit program Autodesk Inventor 2017. Model je vytvořen z podkladů firmy ZDT Nové Veselí a odpovídá skutečné konstrukci. V modelu nebylo počítáno se všemi zkoseními, zaobleními a technologickými prvky, kterými jsou například úkopy pro svařování. Takto vytvořený model byl exportován do programu Ansys Workbench 15.0, v kterém je provedena pevnostní analýza. Z důvodu vytvoření rámu z běžných hutnických polotovarů je model převeden na skořepinový tvar. Toto se také příznivě projeví zkrácením výpočtového času.

Předmětem pevnostní analýzy je pouze rám a oj. Ostatní součásti návěsu jako je např.: přípojné zařízení (tažné oko), zavěšení, nápravy atd., nejsou předmětem výpočtu. Jedná se o statickou analýzu v různých zátěžných stavech.

3.1 TVORBA MKP MODELU

Skořepinový model je tvořen plochami, které představují střednice jednotlivých konstrukčních částí rámu. Střednicové plochy jsou vytvořeny až v programu Ansys workbench po importu objemového modelu. Po vytvoření střednic vzniknou mezi jednotlivými tělesy mezery. Aby byl model spojitý, jsou všechny vzniklé mezery odstraněny. Vytvořený model v programu Ansys - Geometry je na obrázku 14.

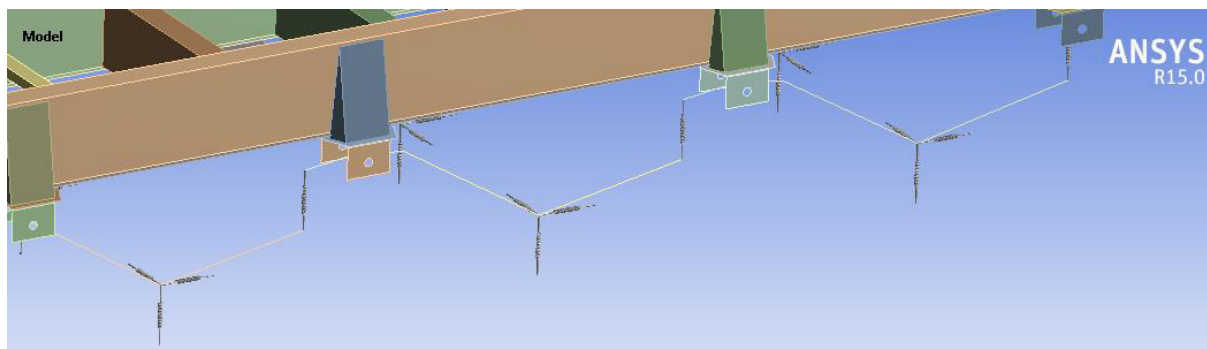


Obr. 14 Vytvořená geometrie v Ansys Workbench

3.2 NAHRAZENÍ NÁPRAVY A ODPRUŽENÍ

Jak již bylo uvedeno v kapitole 1.2, jedná se o parabolicky odpružený tridem. Jelikož je parabolická pružina silně nelineární a její charakteristiky není možné jednoduše analyticky vyjádřit, je nutno z důvodu výpočtu uvažovat parabolickou pružinu jako lineární. Pokud dojde k rozdílnému zatížení mezi jednotlivými koly, je zatížení přenášeno na sousední nápravu pomocí vahadla. Z toho plyne, že vahadlo se přímo podílí na rozložení zatížení v rámu. Z tohoto důvodu je náhrada vytvořena i s vahadlem, které se může volně otáčet okolo jednoduché konzole, která byla vytvořena na základě rozměrů skutečného odpružení. Konzole byla vytvořena z důvodu vytvoření spojovacího mezičlánku mezi náhradou nápravy a rámem návěsu. Na nahrazení nápravy bylo použito 24 vazeb typu spring a 10 vazeb typu revolute. Na obr. 15 je vyobrazená symetrická polovina celého zavěšení návěsu. Náhrada zavěšení je

realizována pomocí Line body, kterým je přiřazena vlastnost rigid, takže veškeré vzniklé deformace v zavěšení jsou reprezentovány stlačením pružiny. Tři pružiny přichyceny k vahadlu reprezentují tuhost a tlumení parabolických pružin. Šest pružin (horizontálně uložených) v místě náboje reprezentuje tuhost pro boční a směrové vedení nápravy. Tři pružiny (vertikálně uložené) reprezentují radiální tuhost pneumatiky.



Obr. 15 Náhrada zavěšení a odpružení návěsu

Tuhost pružiny nahrazující parabolické odpružení nápravy

$$k_n = \frac{m_n \cdot g}{n_n \cdot \Delta l} = \frac{36000 \cdot 9,81}{6 \cdot 22} \cong 2675 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (11)$$

kde:

| | | |
|------------|--------------------|---|
| m_n | [kg] | hmotnostní kapacita nápravy (katalog ADR [7]), $m_n = 36000 \text{ kg}$ |
| g | $[m \cdot s^{-2}]$ | tíhové zrychlení |
| n_n | [–] | počet parabolických pružících celků, $n_n = 6$ |
| Δl | [mm] | rozdíl výšky nápravy v nezátíženém a zatíženém stavu při plném zatížení [7], $\Delta l = 22 \text{ mm}$ |

Tuhost pružiny nahrazující pneumatiky

Pro výpočet tuhosti pneumatiky vycházím z katalogu výrobce pneumatik Mitas [8]. V tab. 1 jsou uvedeny možné rozměry pneumatik, které jsou montovány na návěs. Z katalogu Mitas volím rozměr 560/60R22,5 s typovým označením AR-02.

$$k_p = \frac{m_p \cdot g}{\Delta p} = \frac{4440 \cdot 9,81}{61} \cong 714 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (12)$$

kde:

| | | |
|------------|------|--|
| m_p | [kg] | maximální zatížení pneumatiky při předepsaném tlaku 2 bary a s předepsanou rychlostí do 40 km/h [8], $m_p = 4440 \text{ kg}$ |
| Δp | [mm] | rozdíl statického nezatíženého poloměru při předepsaném tlaku a zatíženého statického poloměru [7], $\Delta p = 61 \text{ mm}$ |

Tlumení pneumatiky

Po konzultaci s vedoucí práce, volím tlumení jako 1 % tuhosti pneumatiky.

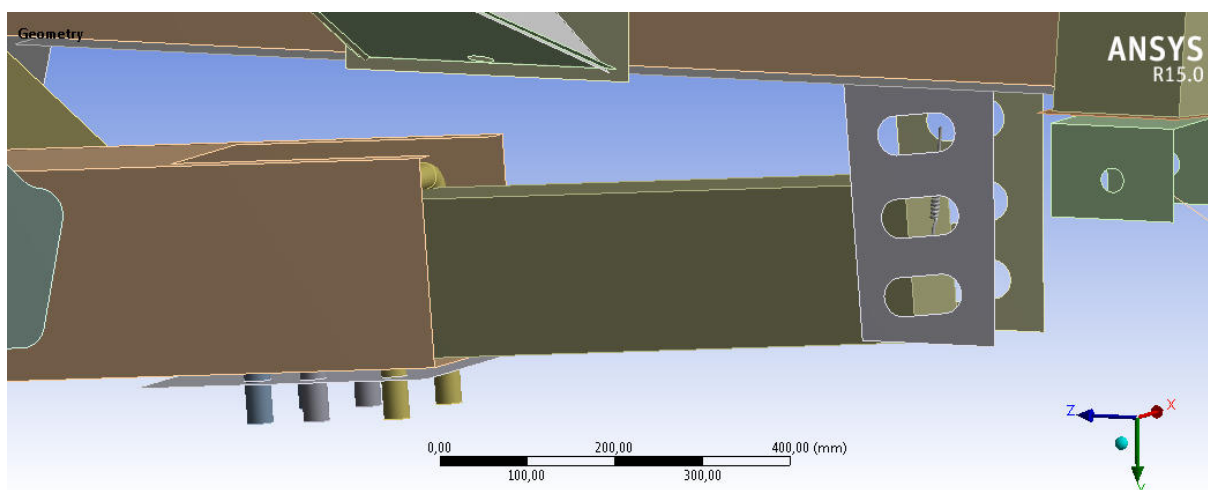
$$b_p = \frac{k_p}{100} = \frac{714}{100} = 7,14 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (13)$$

Tuhost pružiny pro boční a směrové vedení

Tuhost uložení nápravy je ve všech směrech rozdílná, a nelze ji snadno analyticky určit. Po konzultaci s vedoucím práce, volím tuhost pro boční a směrové vedení jako 2/3 z tuhosti parabolického odpružení.

$$k_{bs} = \frac{2}{3} \cdot k_n = \frac{2}{3} \cdot 2675 \cong 1783 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (14)$$

3.3 NAHRAZENÍ OJE



Obr. 16 Nahrazení listového půlpera

Odpružení oje je realizována pomocí listového půlpera. Listové půlpero je nahrazeno nosníkem obdélníkového průřezu v celé délce, který svými rozměry odpovídá základním rozměrům skutečného půlpera. Jeden konec nosníku je vsunut do třmenů oje a druhý konec je pomocí pružiny připevněn ke konzole oje k rámu návěsu. Oj je pomocí vazby Revolute otočně připevněna k rámu. U návěsu se část zatížení přenáší na tažný prostředek. Tažný

prostředek z pravidla nemá odpruženou zadní nápravu, tudíž při zatížení tažného prostředku bude výsledná tuhost (tlumení) závislá pouze na použitých pneumatikách (rozměr, hustíci tlak...).

Tuhost pružiny nahrazující odpružení oje dle literatury [2]

Výpočet tvarového součinitele:

$$\psi = \frac{3}{2 + \frac{(n+1)}{n}} = \frac{3}{2 + \frac{(3+1)}{13}} = 1,3 \quad (15)$$

kde:

| | | |
|------|-----|---|
| n' | [-] | počet extra přídavných listů plné délky, $n' = 3$ |
| n | [-] | celkový počet listů, $n = 13$ |

Deformace pružiny:

$$s = \psi \cdot \frac{4 \cdot F \cdot L^3}{E \cdot n \cdot b \cdot t^3} = 1,3 \cdot \frac{4 \cdot 31245 \cdot 720^3}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 13 \cdot 120 \cdot 13^3} = 84,25 \text{ mm} \quad (16)$$

kde:

| | | |
|--------|-------|--|
| ψ | [-] | tvarový součinitel |
| F | [N] | maximální zatížení pružiny [9], $F = 31245 \text{ N}$ |
| L | [mm] | funkční délka pružiny [9], $L = 720 \text{ mm}$ |
| E | [MPa] | modul pružnosti v tahu oceli, $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ |
| b | [mm] | šířka listů pružiny [9], $b = 120 \text{ mm}$ |
| t | [mm] | tloušťka listů pružiny [9], $t = 13 \text{ mm}$ |

Tuhost pružiny nahrazující listové půlpero:

$$k_{lp} = \frac{F}{s} = \frac{31245}{84,25} \cong 371 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (17)$$

Tuhost pružiny nahrazující pneumatiky tažného prostředku

Je vybrán vhodný tažný prostředek, který hmotnostně odpovídá návěsu Mega 25. Tím je kupříkladu Fendt 930 Vario [10], z katalogového listu je známo, že standartní pneu zadní nápravy má rozměry 650/85R38. Z katalogu produktů Mitas jsou voleny pneumatiky s typovým označením DW 23 B. Zatížení od oje se rozdělí na celou zadní nápravu tažného prostředku, tedy na dvě pneumatiky.

$$k_{pt} = \frac{2 \cdot m_{pt} \cdot g}{\Delta p t} = \frac{2 \cdot 7100 \cdot 9,81}{115} \cong 1211 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (18)$$

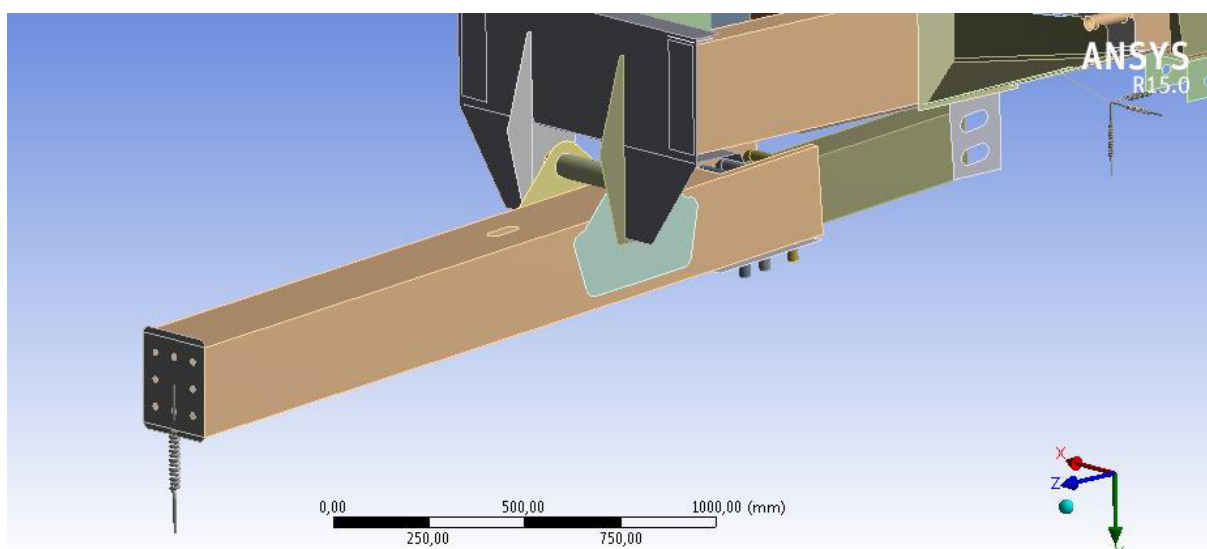
kde:

| | | |
|--------------|------|---|
| m_{pt} | [kg] | maximální zatížení pneumatiky při předepsaném tlaku 2,4 bary a s předepsanou rychlostí do 40 km/h [8], $m_{pt} = 7100 \text{ kg}$ |
| Δp_t | [mm] | rozdíl statického nezatíženého poloměru při předepsaném tlaku a zatíženého statického poloměru [7], $\Delta p_t = 115 \text{ mm}$ |

Tlumení pneumatiky tažného prostředku

Po konzultaci s vedoucí práce, volím tlumení jako 1 % tuhosti pneumatiky.

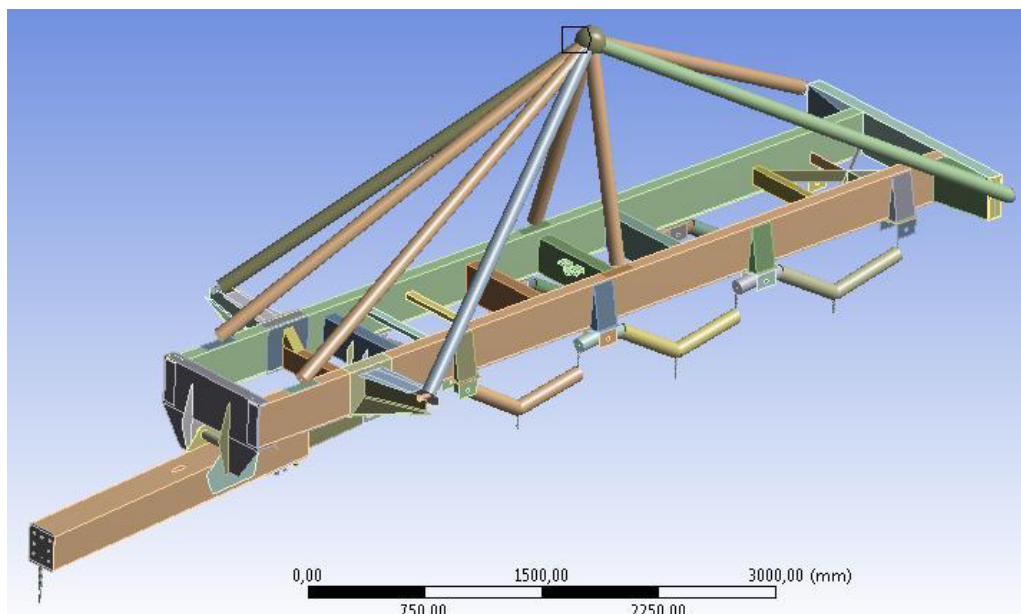
$$b_{pt} = \frac{k_{pt}}{100} = \frac{1211}{100} = 12,11 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (19)$$



Obr. 17 Náhrada zavěšení k tažnému prostředku

3.4 NAHRAZENÍ NÁSTAVBY A NÁKLADU

V kapitole 2.1 byla vypočtena poloha těžiště. Do tohoto bodu je umístěn prvek s hmotností (dle tabulky 1. – užitečná povolená hmotnost + navýšení o 2 000 kg) 22 150 kg. Prvek je spojen s ložisky vyklápění pomocí prvků line body (tuhé prvky), které jsou spojeny vazbou Spherical. Mezi jednotlivými line body je vazba fixed, což mimo jiné znamená, že mezi jednotlivými prvky line body je zamezeno všem posuvům a rotacím. Nástavba je uložena na dvou kulových čepech vzadu a dvou válcových čepech vpředu. Mimo to je nástavba při přepravní poloze ještě uložena na čtyřech pryžových dorazech (silentblocích). Hmotnost nástavby a nákladu je na rám rozdělena dle vzdálenosti jednotlivých úložných bodů od polohy těžiště. Nahrazení nákladu a nástavby je patrné z následujícího obrázku.

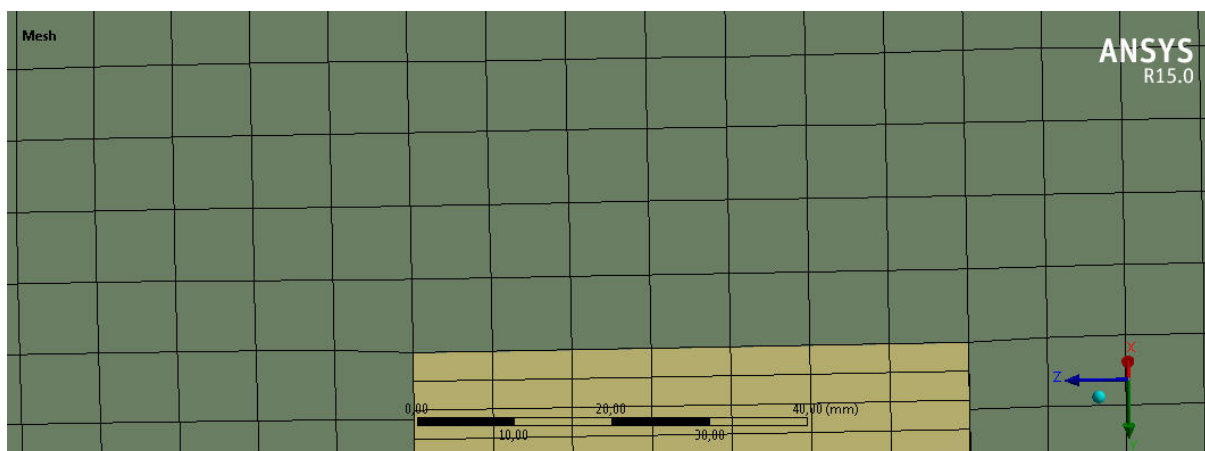


Obr. 18 Nahrazení nástavby a nákladu

Při vyklápečí poloze jsou prvky line body spojeny kromě výklopných ložisek i s přímočarým hydromotorem. Nosný kříž kloubového hydromotoru je nahrazen prvky line body a spojeny vazbami Revolute, tím je možný pohyb hydromotoru ve dvou osách.

3.5 Síť MKP MODELU

Při vytváření sítě MKP modelu byl kladen důraz na konzistentní síť (obr. 19). Jak již bylo uvedeno dříve, byl použit skořepinový model. Z tohoto důvodu je na tvorbu sítě použit čtyřuzlový prvek (Quad method) s velikostí elementů 8 mm. Na celý základní model je použito 483 903 uzlů a 395 402 elementů. Velký rozdíl v počtu uzlů a elementů je způsoben tím, že v modelu je použito i několik objemových těles. Jsou to především ložiska vyklápečího mechanismu nebo U – odlitek držáku nosného kříže hydromotoru. Přes tyto prvky je celý rám zatěžován.



Obr. 19 Detail mapované konzistentní sítě

4 VÝPOČET MEZNÍHO STAVU ÚNOSNOSTI

Nosné části rámu podvozku jsou vyrobeny z oceli S355J0 (11 523). Výpočet mezních stavů únosnosti odpovídá normě ČSN EN 1993-1-1 [11] (dříve norma ČSN 73 1401).

- | | |
|---|-------------------------|
| - Dolní mez kluzu | $R_e = 355 \text{ MPa}$ |
| - Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu | $\gamma_m = 1,15$ |
| - Dynamický součinitel | $k_D = 1,5$ |
| - Návrhová pevnost oceli z meze kluzu | f_{yd} |
| - Dovolené napětí obsahující dynamický součinitel | f_D |

Hodnota návrhové pevnosti:

$$f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_m} = \frac{355}{1,15} \cong 309 \text{ MPa} \quad (20)$$

Dovolené napětí obsahující dynamický součinitel:

$$f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{309}{1,5} = 206 \text{ MPa} \quad (21)$$

5 VYHODNOCENÍ PEVNOSTNÍ ANALÝZY PŮVODNÍ KONSTRUKCE

Všechny výsledky byly vypočteny v programu Ansys Workbench. Rám návěsu je hodnocen v deseti statických zátěžných stavech. Jako referenční hodnota napětí byla určena hodnota návrhové pevnosti, což je 309 MPa. Napětí, které tuto hranici překročí, je zobrazeno červenou barvou. Stav napjatosti je určen podle teorie HMM, což odpovídá redukovanému napětí von Mises. Není uvedena deformace rámu, neboť model obsahuje řadu pružin, které reprezentují odpružení pneumatik a samotné pružení. Z tohoto důvodu by byly údaje o deformaci zkreslené.

Při zhodnocení výsledků je důležité si uvědomit, že výpočtový model neobsahuje sváry. Z toho plyne, že v místě napojení dvou součástí nedostáváme adekvátní napětí, velikost oblasti, kde dochází ke zkreslení, odpovídá minimálně velikosti svárů. V modelu jsou zanedbány zaoblení, takže model obsahuje ostré hrany, v kterých vzniká špičkové napětí. Toto napětí může být teoreticky nekonečně velké. Dále je nutno si uvědomit, že do konstrukce je vneseno dynamické zatížení. Tento stav však nemůže prakticky nikdy nastat. Konstrukce je zatěžována z ustáleného stavu, krátkými intenzivními nárůsty zatěžujících sil. Naproti této skutečnosti se ovšem nachází fakt, že tok napětí v konstrukci odpovídá realitě. To znamená, odhlédneme-li od číselných hodnot a zaměříme-li se na tok napětí v konstrukci (graficky zobrazen pomocí barevné škály), získáme údaje o problematických místech konstrukce. Ve skutečnosti na těchto místech také dochází k napěťovým špičkám, ale jejich číselná hodnota je výrazně nižší. Správnost této úvahy potvrzuje Ing. Regina Holčáková a Ing. Martin Marek Ph.D. ve svém příspěvku na konferenci ANSYS 2009 (5. - 7. Září 2009). Mimo to uvádí, že analytický výpočet se shoduje s tranzientní analýzou graficky i početně. Přičemž, výsledky statické analýzy se shodují jen graficky (tok napětí v konstrukci odpovídá realitě).

Všechny zobrazené výsledky napěťové analýzy jsou v měřítku deformace 1 : 5.

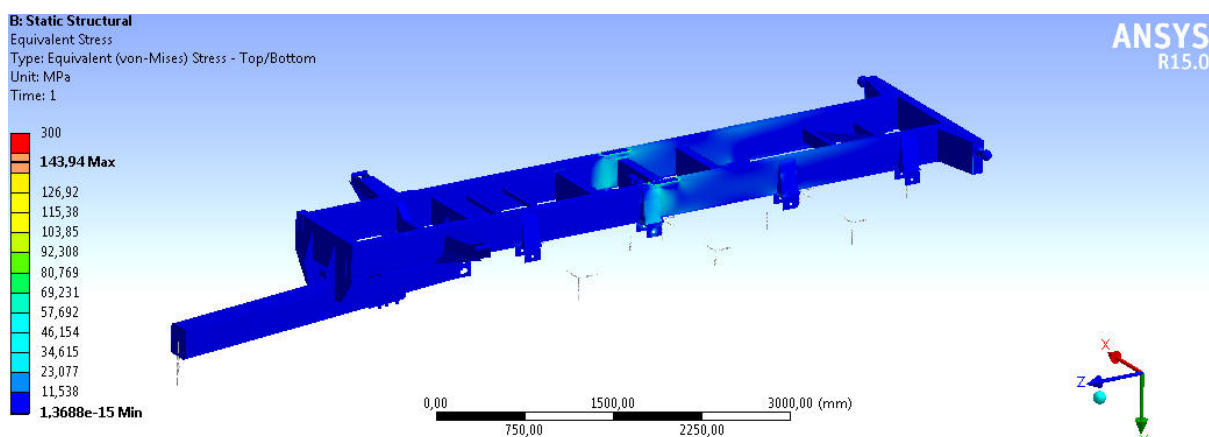
Vysvětlení napěťových špiček:

1. Ostrý roh: ostré rohy způsobují singularitu (výjimečný bod v jinak spojitým průběhu děje – bod, v němž nelze nalézt řešení (derivaci atd.)) derivace všech parciálních diferenciálních rovnic. Ve statické analýze to znamená, že napětí může být neomezené, protože stupně volnosti jsou přesunuty. V tomto případě může být napětí nekonečné. Existuje řada studií, která prokazuje, že pole napětí je ve vzdálenosti cca 50 mm od vrcholu napětí beze změny. V reálném prostředí nalezneme jen zřídka roh, který je dokonale ostrý. Z toho důvodu můžeme argumentovat, že při použití dokonalé geometrie obsahující všechny zaoblení, je možné předejít singularitě. To je sice pravda, avšak výpočtový čas radikálně vzroste. Každý malý geometrický detail, musí být vysítován, z tohoto důvodu enormně vzroste velikost modelu. Je běžnou praxí, že se odstraňují drobné detaily, které nejsou v rámci analýzy důležité. Proto vlastně vytváříme ostré rohy záměrně. Velikost napěťové špičky v singularitě závisí pouze na velikosti sítě. Budeme-li vytvářet síť blízkou se nekonečně malému elementu, budeme dostávat i napětí blízkou se nekonečnu. Vysoké lokální napětí může být problém, když je zatížení cyklické, což vytváří riziko únavového poškození.
2. Svary: svařované konstrukce se často skládají z tenkých těles, takže je přirozené použít skořepinový model. Velikost napětí by měla být na obou částech spojených

svarem nominálně identická. Při analýze svarů je nejčastější postup takový, že výsledné napětí je rovno průměru napětí podél svarové linie, nebo podél paralelní linie v určité vzdálenosti

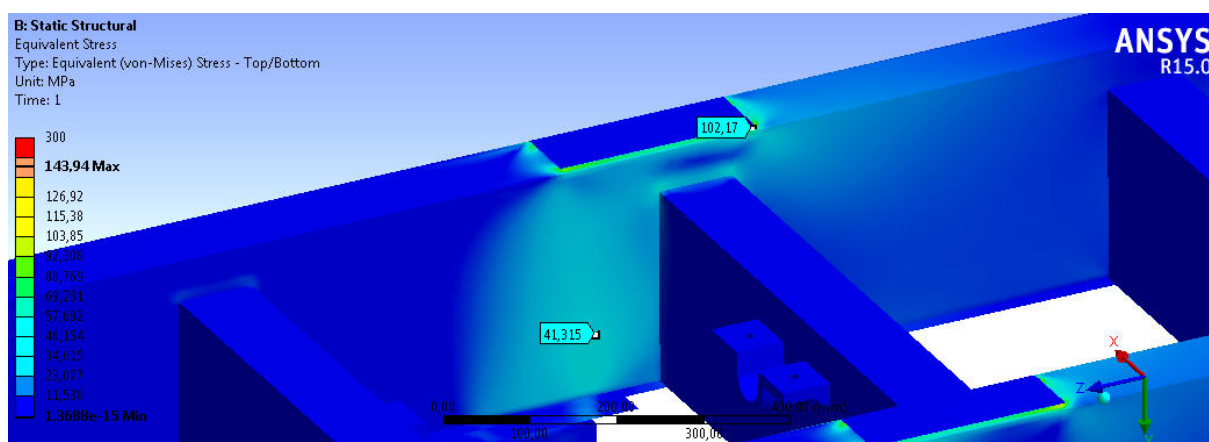
5.1 STOJÍCÍ NÁVĚS

Stojící návěs je takový stav, kdy není návěs v pohybu a rám je tedy zatížen pouze vlastní hmotností, hmotností nástavby a nákladu. Výpočtový model vykazuje pro zatížení odpovídající stojícímu návěsu následující napěťové hodnoty (obr. 120).



Obr. 20 Průběh napjatosti dle teorie HMM, stojící návěs, maximální napětí 143,94 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Na obrázku 20 můžeme pozorovat symetrické rozložení napětí, které je příčinou symetrického zatížení a podélné symetrie rámu. Největší koncentrace napětí vzniká zhruba v polovině rámu, v místě dosedání pryžových dorazů na rám. Detail této oblasti zobrazen na obrázku 21.

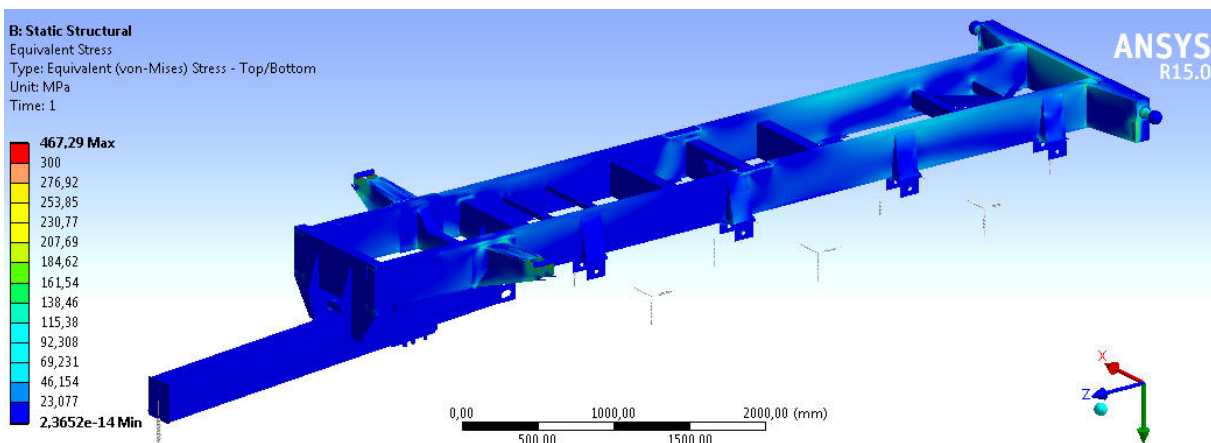


Obr. 21 Oblast s nejvyšším napětím, stojící návěs, maximální napětí 143,94 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

špičkové napětí o velikosti 144 MPa. Toto špičkové napětí je způsobeno ostrým rohem. Maximální hodnota napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti – **vyhovuje**.

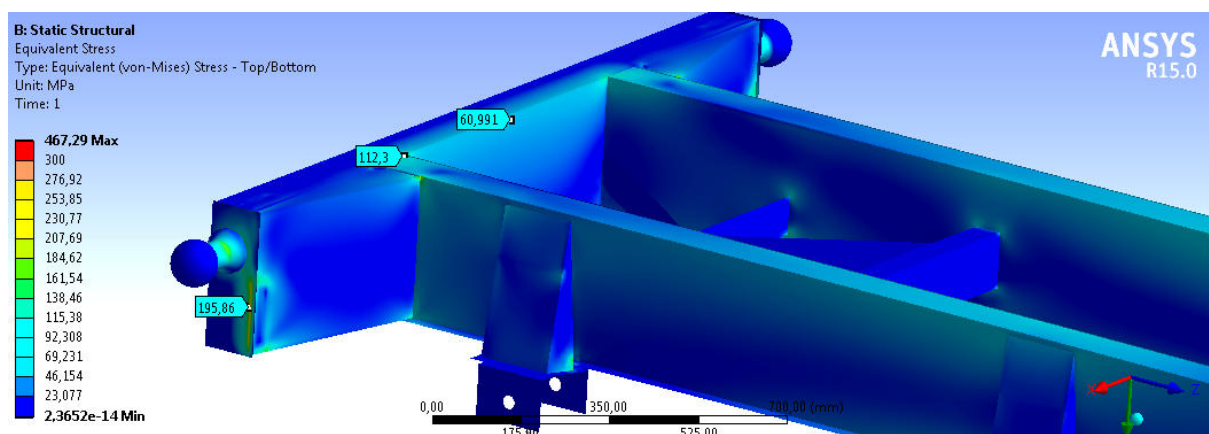
5.2 AKCELERACE

Kromě zatížení od gravitačního zrychlení je návěs ještě zatížen zrychlením cca 5 m/s^2 , které je vyvolané tažným prostředkem. Směr tohoto příčnicku je od zadního hlavního příčnicku k přednímu. Napětí při tomto stavu je zobrazeno na obr. 22.



Obr. 22 Průběh napjatosti dle teorie HMH, akcelerace, maximální napětí 467,29 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Největší napětí vzniká v místě uložení nástavby na předních úložných ložiscích. Přesněji mezi konzolí uložení nástavby a samotnou trubkou, do které zapadá protikus nástavby. Toto napětí je špičkové, vzniká v místě ostrého rohu. Toto napětí se bude vyskytovat i v dalších zátěžných stavech, avšak jedná se vždy o singularitu. Nejvyšší adekvátní napětí při akceleraci vzniká v desce, která je přivařena k zadnímu hlavnímu nosníku a z druhé strany je na ni přivařeno ložisko výklopného mechanismu. Napětí dosahuje hodnoty cca 196 MPa.

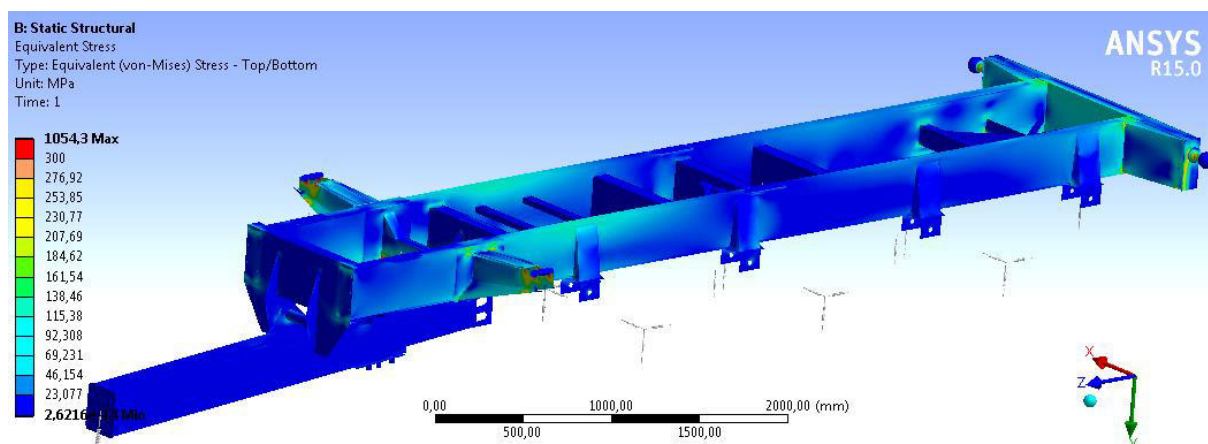


Obr. 23 Oblast s nejvyšším napětím, akcelerace, maximální napětí 467,29 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota adekvátního napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti obsahující dynamický součinitel – **vyhovuje**.

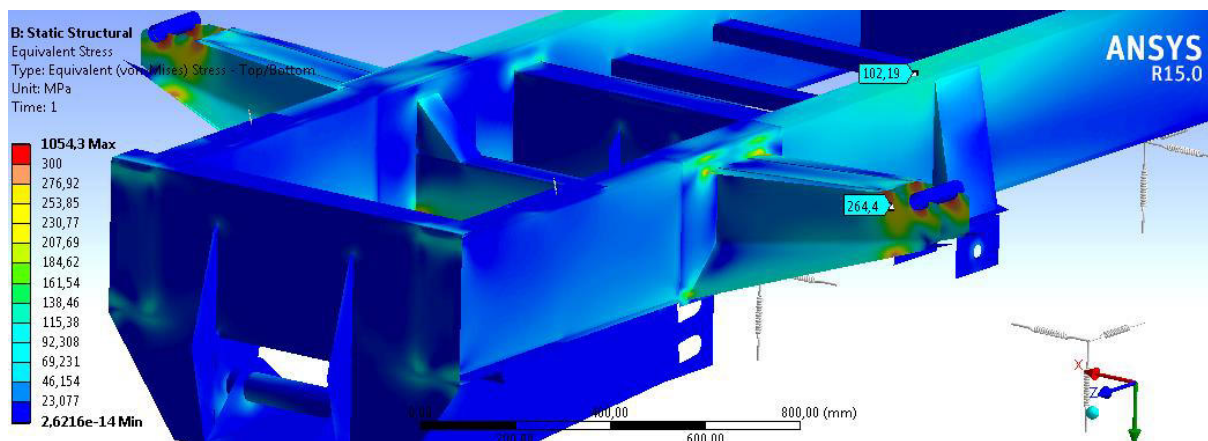
5.3 BRZDĚNÍ

Na návěs působí spolu s gravitačním zrychlením ještě zrychlení simulující brzdění návěsu a tažného prostředku. Velikost brzdného zrychlení je rovna gravitačnímu zrychlení, tedy cca 10 m/s^2 . Směr tohoto zrychlení je od předního hlavního příčnicku k zadnímu. Napětí při tomto stavu je zobrazeno na následujícím obrázku.



Obr. 24 Průběh napjatosti dle teorie HMM, brzdění, maximální napětí 1054,3 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

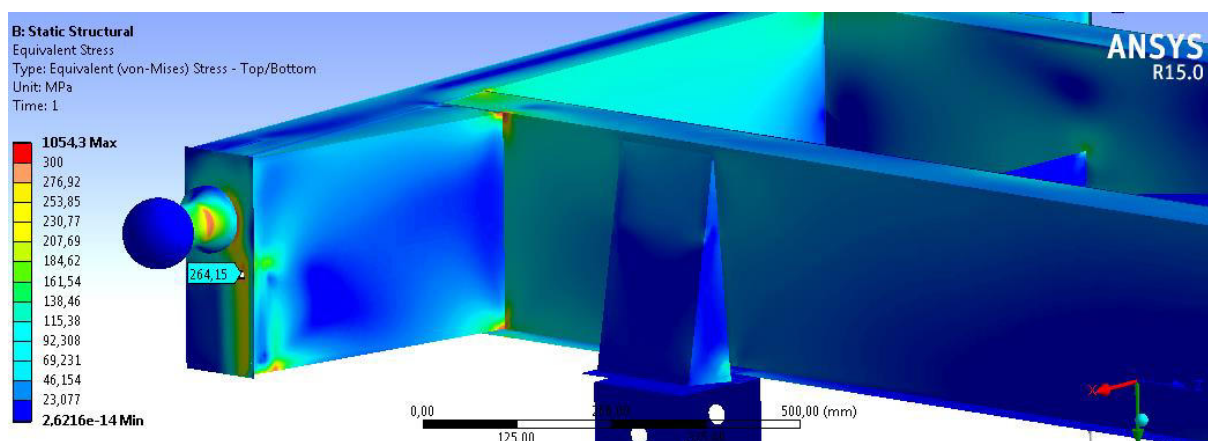
Obdobně, jako v předchozím případě vzniká největší napětí v místě předních úložných ložisek. Toto napětí je hodnoceno jako špičkové. Na obrázku 25 je zobrazeno adekvátní napětí. Vyskytuje se v konzole uložení nástavby a dosahuje hodnoty cca 265 MPa.



Obr. 25 Oblast s nejvyšším napětím, brzdění_1, maximální napětí 1054,3MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Dalším nebezpečným uzlem při brzdění se jeví, jako v předchozím případě, deska, která je přivařena k zadní hlavní stojině. Napětí dosahuje hodnoty cca 265 MPa. Tento nebezpečný uzel je zobrazen na obrázku 26. Ve skutečnosti nebude docházet k tak velkému napětí z důvodu sváru (svár mezi deskou a zadním hlavním nosníkem), který se nachází přímo v uzlech maximálního napětí. Při pokusu analyzovat toto vysoké napětí byl proveden výpočet s identickým zátěžným stavem bez výztuhy mezi hlavním podélným nosníkem a hlavním

zadním příčnickem. Výsledek byl takový, že napětí v desce přivařené k zadnímu hlavnímu nosníku bylo zhruba třetinové (vysoké napětí bylo odstraněno), avšak napětí v zadním hlavním nosníku vzrostlo zhruba na dvojnásobek, stejně tak jeho průhyb. Jedná se tedy o skutečný kritický uzel.

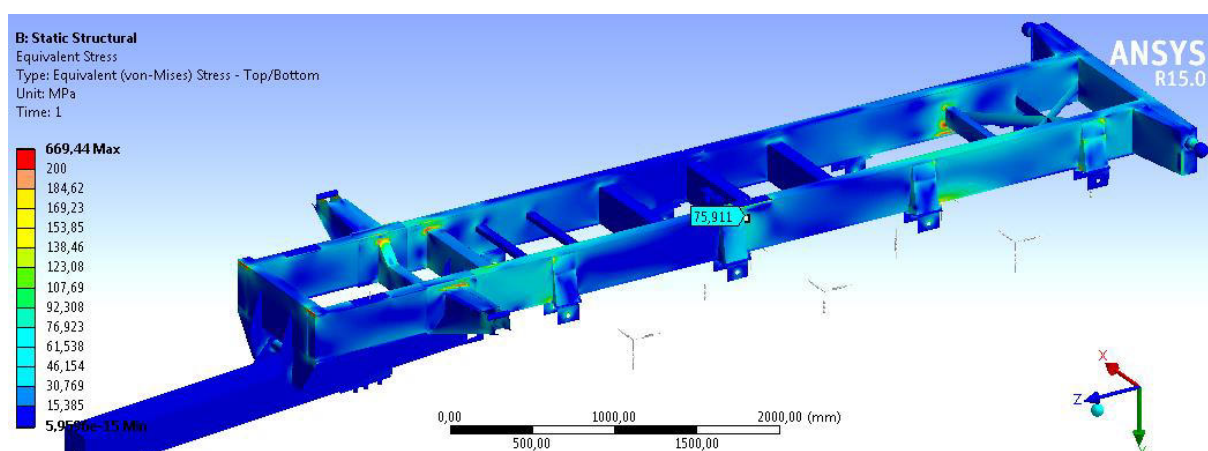


Obr. 26 Oblast s nejvyšším napětím, brzdění 2, maximální napětí 1054,3 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota adekvátního napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti, ale přesahuje hodnotu návrhové pevnosti s ohledem na dynamický součinitel. Musíme tedy konstatovat, že konstrukce takovému zátěžnému stavu **nevyhovuje**.

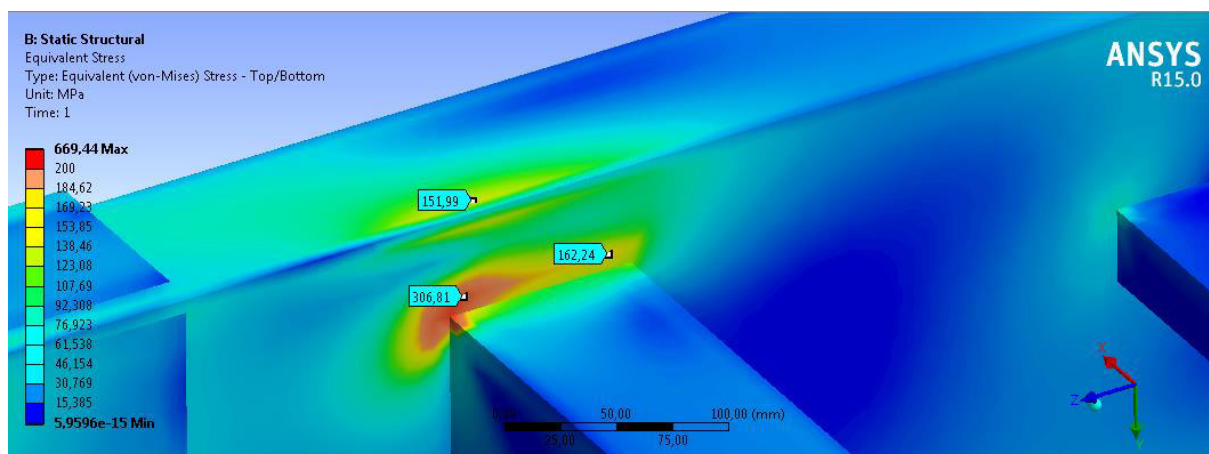
5.4 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Na návěs kromě gravitačního zrychlení působí dále zrychlení dostředivé, velikost tohoto zrychlení je cca 5 m/s^2 . Směr tohoto zrychlení je od levého podélného nosníku směrem k pravému podélnému nosníku (ve směru jízdy). Je tedy simulována pravotočivá zatáčka. Napětí při tomto stavu je zobrazeno na následujícím obrázku. Při průjezdu zatáčkou je vždy jedna ze stran návěsu přetěžována z důvodu přesunu těžiště, to má za následek kroucení celého rámu.

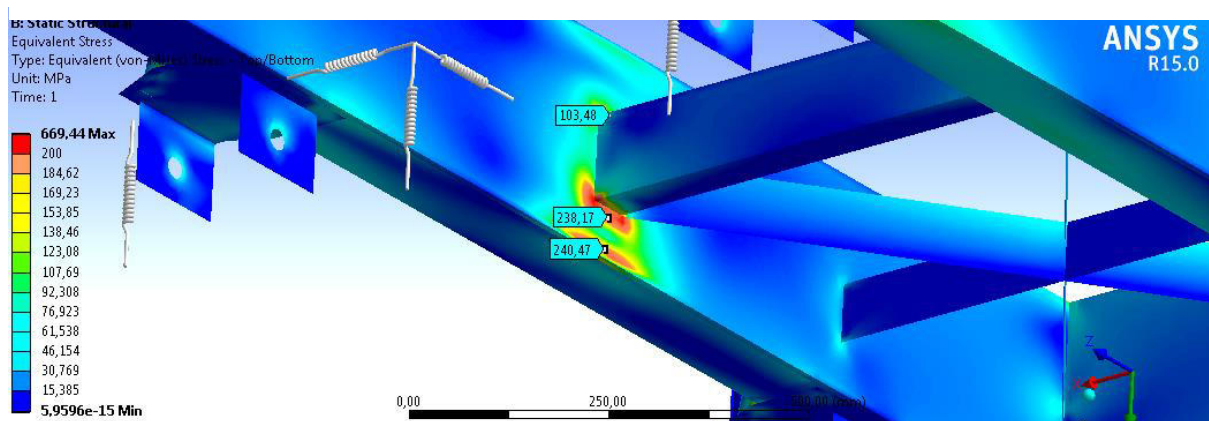


Obr. 27 Průběh napjatosti dle teorie HMM, průjezd zatáčkou, maximální napětí 669,44 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1

Největší napětí vzniká opět v místě uložení nástavby v přední části rámu mezi konzolí a trubicou, na kterou dosedá nástavba. Toto napětí hodnotím opět jako špičkové. Reálné vysoké napětí vzniká v místě napojení hlavního podélného nosníku a příčnicku pro uložení oje (obr. 28). Další nebezpečné místo je v napojení předposledního příčnicku také na hlavní podélný nosník (obr. 29).



Obr. 28 Oblast s nejvyšším napětím, průjezd zatáčkou_1, maximální napětí 669,44 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1



Obr. 29 Oblast s nejvyšším napětím, průjezd zatáčkou_2, maximální napětí 669,44 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1

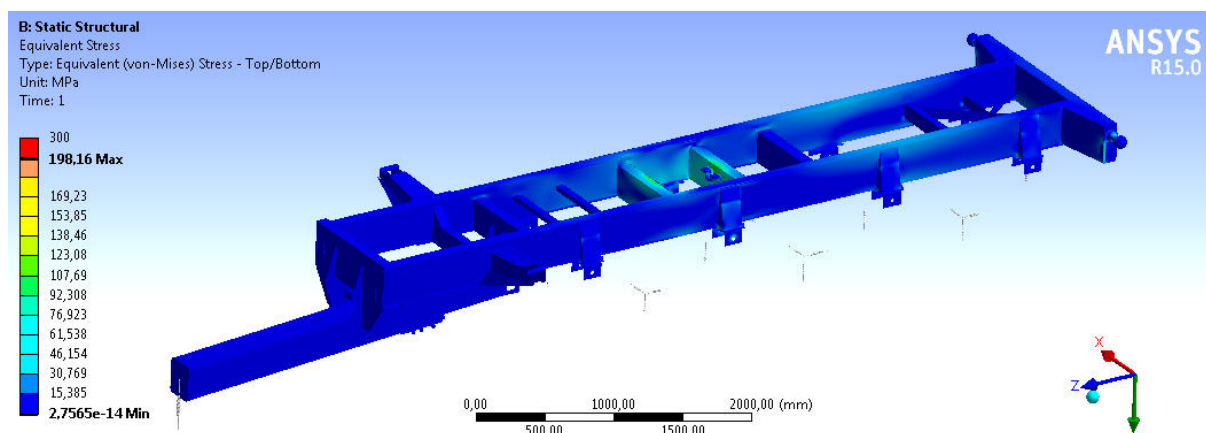
Maximální hodnota adekvátního napětí přesahuje hodnotu návrhové pevnosti s ohledem na dynamický součinitel, a zároveň přesahuje i hodnotu návrhové pevnosti. Z tohoto důvodu musím konstatovat, že konstrukce takovému zátěžnému stavu **nevyhovuje**.

5.5 VYSÝPÁNÍ DOZADU

Při vysýpaní dozadu působí na návěs pouze gravitační zrychlení. Hmotnost je na konstrukci přenášena přes zadní úložné body a přes přímočarý hydromotor. Předpokládáme, že materiál se z korby nesune - nezmění polohu svého těžiště.

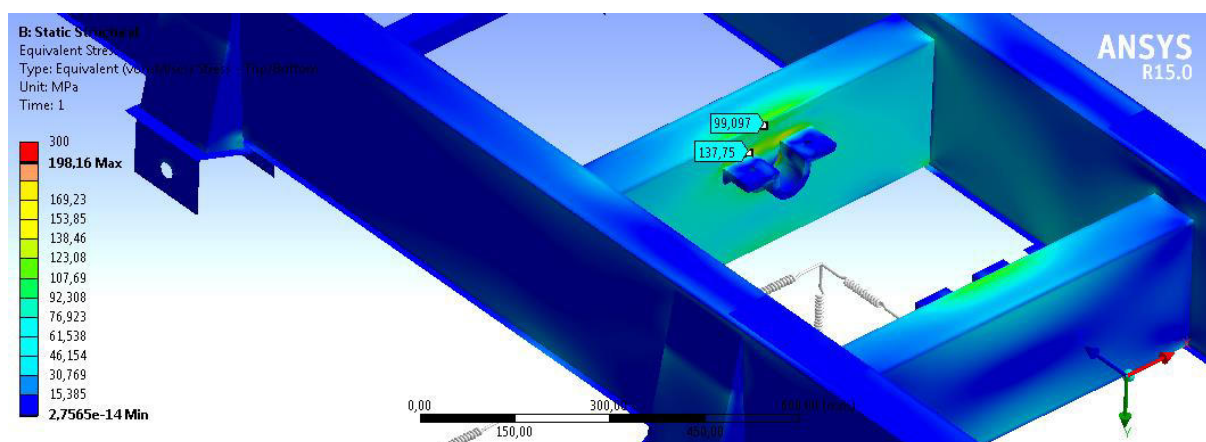
5.5.1 VYSÝPÁNÍ DOZADU – ÚHEL NÁSTAVBY 0 °

Napětí při vysýpání dozadu – úhel nastavby 0 ° je uvedeno na následujícím obrázku.



Obr. 30 Průběh napjatosti dle teorie HMM, vysýpání dozadu – úhel nastavby 0 °, maximální napětí 198,16 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Takřka veškeré zatížení je přenášeno přes přímočarý hydromotor. K největšímu zatížení dochází v oblasti přímočarého hydromotoru. Detail napětí lze pozorovat na následujícím obrázku. Dosahované adekvátní napětí nepřevyšuje hodnotu 140 MPa.

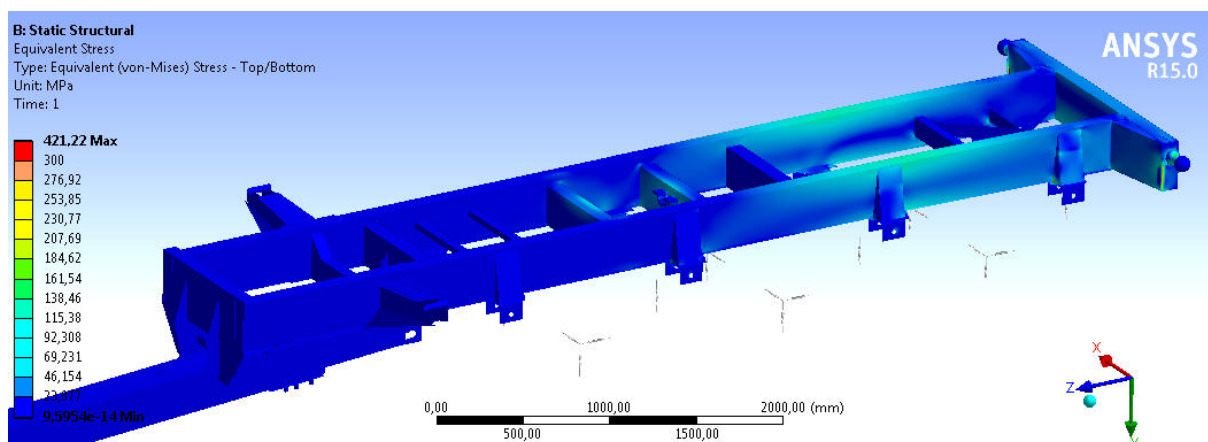


Obr. 31 Oblast s nejvyšším napětím, vysýpání dozadu – úhel nastavby 0 °, maximální napětí 198,16 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti – **vyhovuje**.

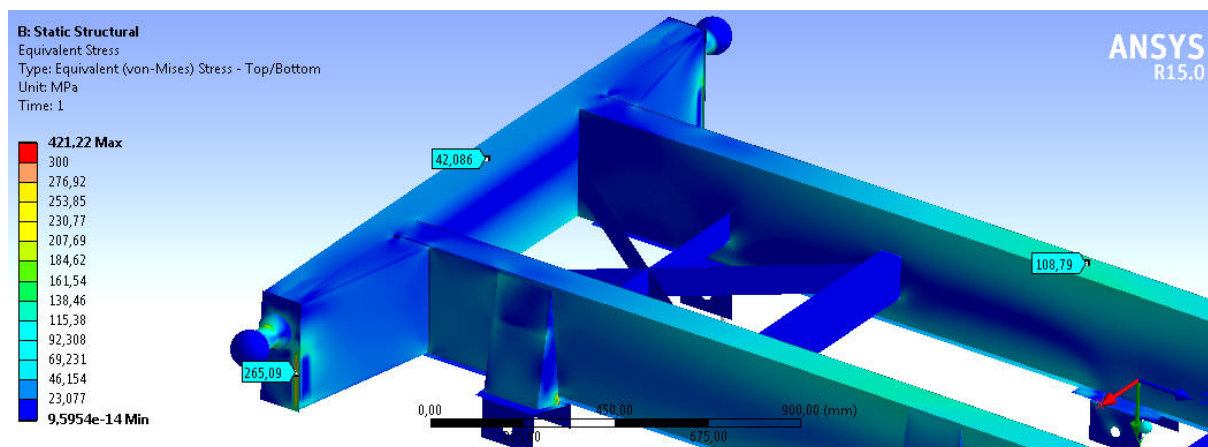
5.5.2 VYSÝPÁNÍ DOZADU – ÚHEL NÁSTAVBY 25 °

Napětí při vysýpání dozadu – úhel nastavby 25 ° je uvedeno na obrázku 32.



Obr. 32 Průběh napjatosti dle teorie HMM, vysýpání dozadu – úhel nastavby 25 °, maximální napětí 421,22 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota 421 MPa vzniká v místě kontaktu boční výztuhy tvaru U, která slouží k přenosu zatížení od nápravy a spodní pásnice vedoucí pod celým hlavním podélným nosníkem. Toto napětí hodnotím jako špičkové. Špičkové napětí vzniká v místě napojení střednicové plochy pásnice a výztuhy tvaru U – jde o bodový kontakt, který reálně nemůže nastat. Nejvyšší adekvátní napětí lze pozorovat opět na desce hlavního zadního příčnicku (obr. 33). Maximální hodnota adekvátního napětí dosahuje hodnoty 265 MPa.

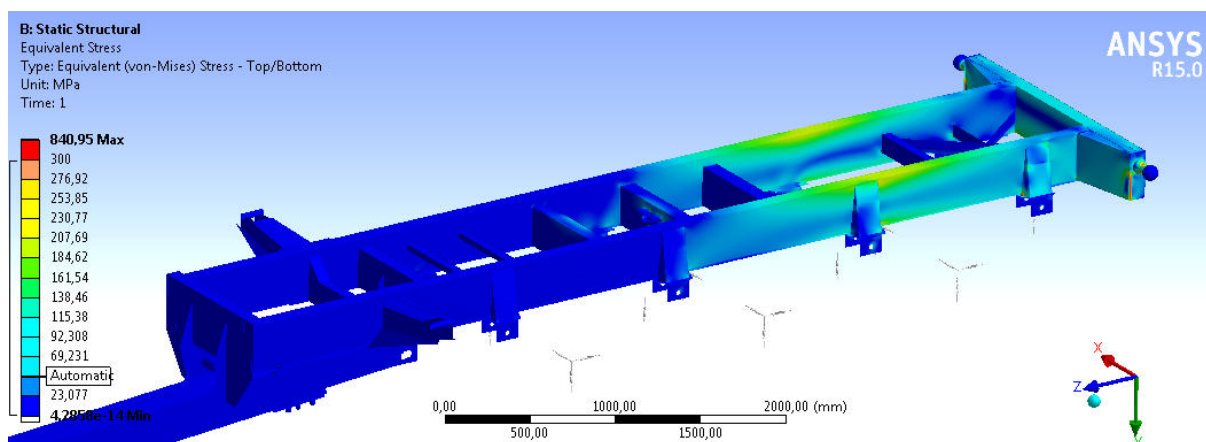


Obr. 33 Oblast s nejvyšším napětím, vysýpání dozadu – úhel nastavby 25 °, maximální napětí 421,22 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti – **vyhovuje**.

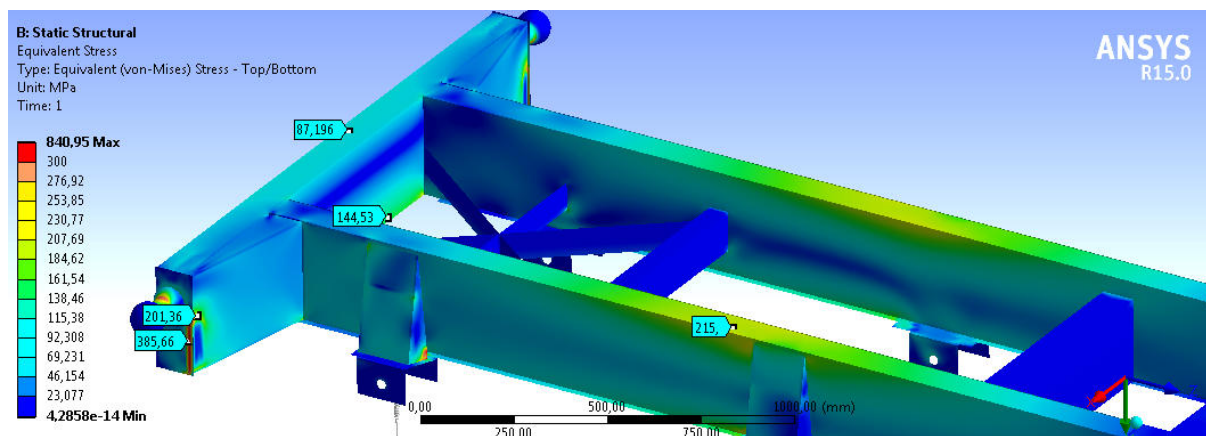
5.5.3 VYSÝPÁNÍ DOZADU – ÚHEL NÁSTAVBY 50 °

Napětí při vysýpání dozadu – úhel nastavby 50 ° je uvedeno na obrázku 34.



Obr. 34 Průběh napjatosti dle teorie HMM, vysýpání dozadu – úhel nastavby 50 °, maximální napětí 840,95 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota napětí dosahuje 841 MPa opět v místě podélné pásnice a výztuhy tvaru U. Toto napětí hodnotím jako špičkové z důvodu uvedeného v kapitole 5.5.2. Nejvyšší adekvátní napětí lze pozorovat opět na desce hlavního zadního příčniku (obr. 35). Maximální hodnota adekvátního napětí dosahuje hodnoty 386 MPa.



Obr. 35 Oblast s nejvyšším napětím, vysýpání dozadu – úhel nastavby 50 °, maximální napětí 840,95 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

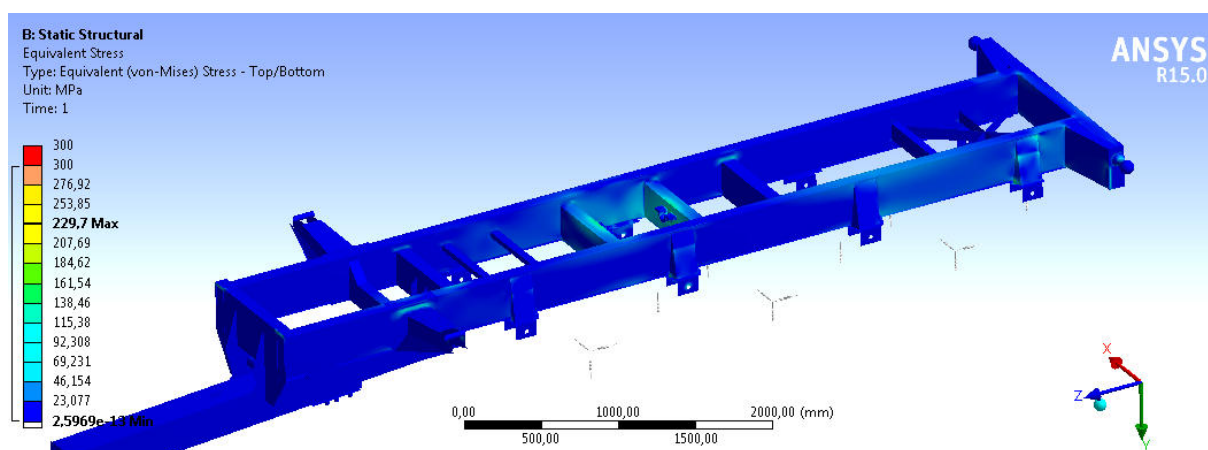
Maximální hodnota přesahuje hodnotu návrhové pevnosti – **nevyhovuje**.

5.6 VYSÝPÁNÍ DO BOKU

Při vysýpání do boku působí na návěs pouze gravitační zrychlení. Hmotnost je na konstrukci přenášena přes levé úložné body a přes přímočarý hydromotor. Předpokládáme, že materiál se z korby nesesune – nezmění polohu svého těžiště. Jak již bylo uvedeno v kapitole 2.2 – reálně se nepředpokládá, že při maximálním úhlu sklápění nedojde k sesunutí sklápěného materiálu. Navíc, při bočním sklápění se předpokládá převoz komodit se sypným úhlem do cca 15° (obilí atd.) z důvodu výšky otevíracích bočnic. Výška otevíracích bočnic je cca 800 mm. Další nereálný aspekt je ten, že při naklopení nástavby o úhel cca 32° dojde k přesunu těžiště již vně rámu a bočních úložných bodů (při takto vysoko zvoleném těžišti). Při dalším sklápění nad úhel 32° by pravděpodobně došlo k přetržení řetězů a následné převrácení nástavby nebo návěsu.

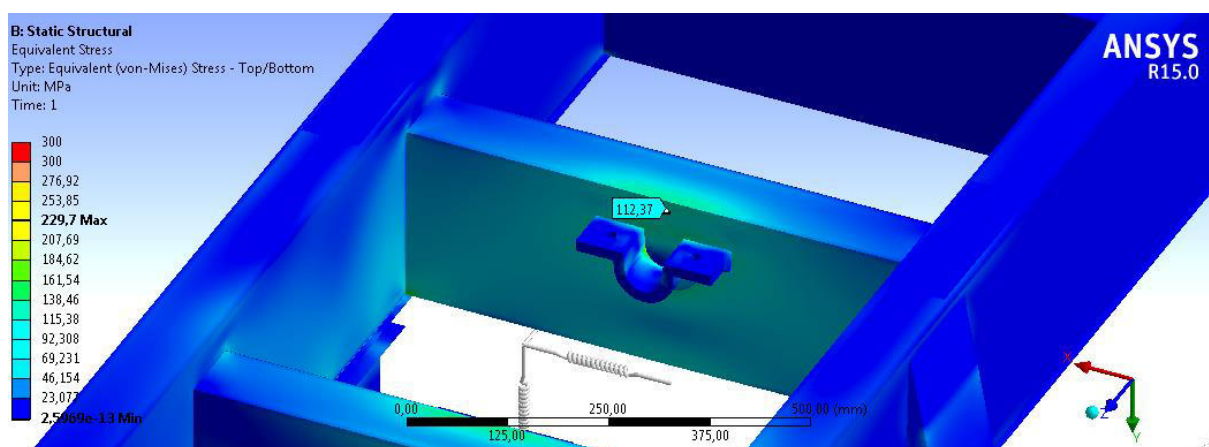
5.6.1 VYSÝPÁNÍ DO BOKU – ÚHEL NÁSTAVBY 0°

Napětí při vysýpání do boku – úhel nástavby 0° je uvedeno na obrázku 36.



Obr. 36 Průběh napjatosti dle teorie HMM, vysýpání do boku – úhel nástavby 0° , maximální napětí 229,7 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Takřka veškeré zatížení je přenášeno přes přímočarý hydromotor. K největšímu zatížení dochází v oblasti přímočarého hydromotoru. Detail napětí lze pozorovat na následujícím obrázku. Dosahované adekvátní napětí nepřevyšuje hodnotu 150 MPa.

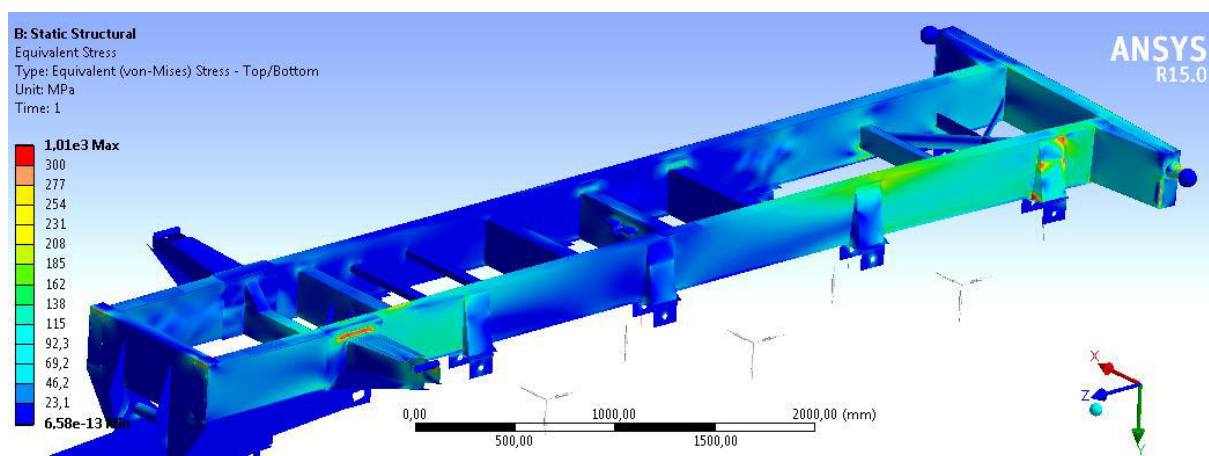


Obr. 37 Oblast s nejvyšším napětím, vysýpání do boku – úhel nastavby 0 °, maximální napětí 229,7 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti – **vyhovuje**.

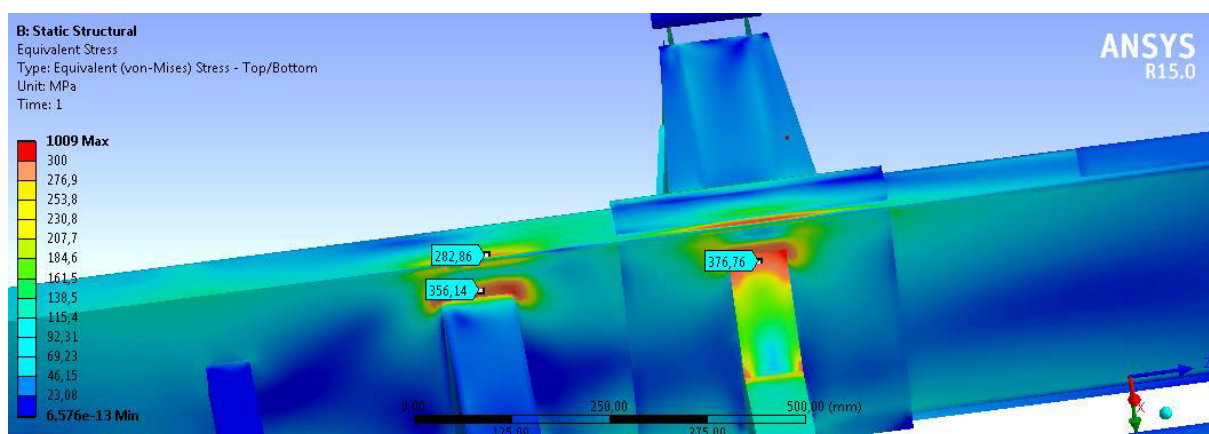
5.6.2 VYSÝPÁNÍ DO BOKU – ÚHEL NÁSTAVBY 22,5 °

Napětí při vysýpání do boku – úhel nastavby 22,5 ° je uvedeno na následujícím obrázku.



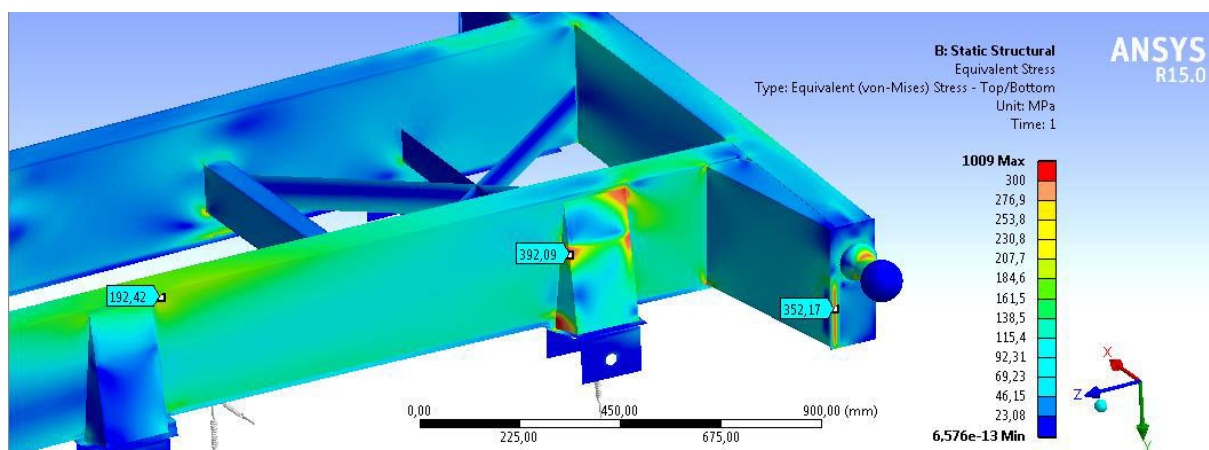
Obr. 38 Průběh napjatosti dle teorie HMM, vysýpání do boku – úhel nastavby 22,5 °, maximální napětí 1 009 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota napětí přesahuje hranici 1000 MPa. Toto napětí se opět vyskytuje na stejném místě jako v kapitole 5.5.2 a 5.5.3. Jedná se tedy o špičkové napětí, které reálně nevzniká. Nebezpečné napětí vzniká v místě napojení příčnicku pro oj k podélnému hlavnímu nosníku a v místě napojení příčnicku mezi předními úložnými body a hlavními podélníky (obr. 39). Hodnota napětí dosahuje hodnoty cca 380 MPa.



Obr. 39 Oblast s nejvyšším napětím, vysýpaní do boku_1 – úhel nástavby 22,5 °, maximální napětí 1 009 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Další kritické místo je poslední výztuha tvaru „U“ pro uložení zavěšení (hodnota dosahovaného napětí 392 MPa), a dále pak deska přivařená k hlavnímu zadnímu příčníku – jako v předešlých případech, dosahované napětí je 350 MPa (obr. 40).

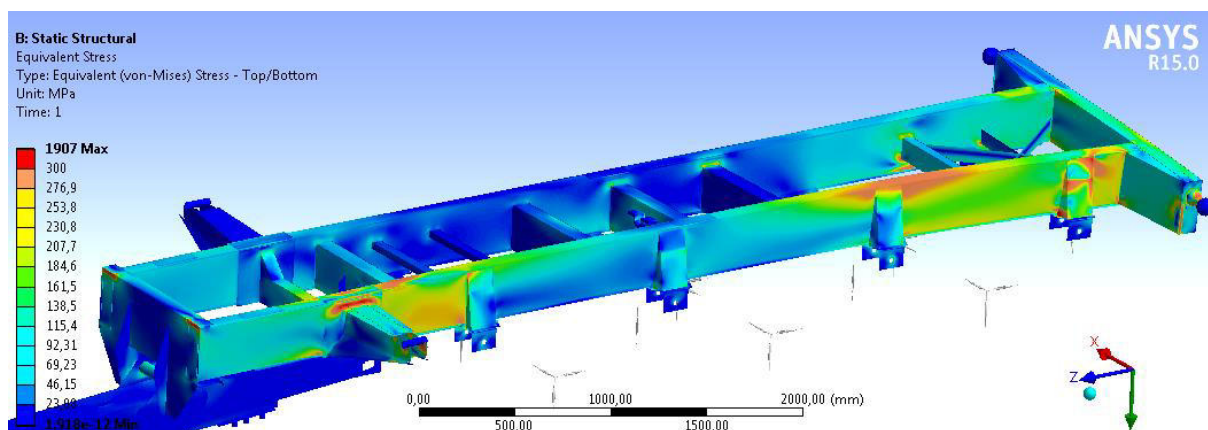


Obr. 40 Oblast s nejvyšším napětím, vysýpaní do boku_2 – úhel nástavby 22,5 °, maximální napětí 1 009 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota adekvátního napětí přesahuje hodnotu návrhové pevnosti, z tohoto důvodu musím konstatovat, že konstrukce tomuto zátěžnému stavu **nevyhovuje**.

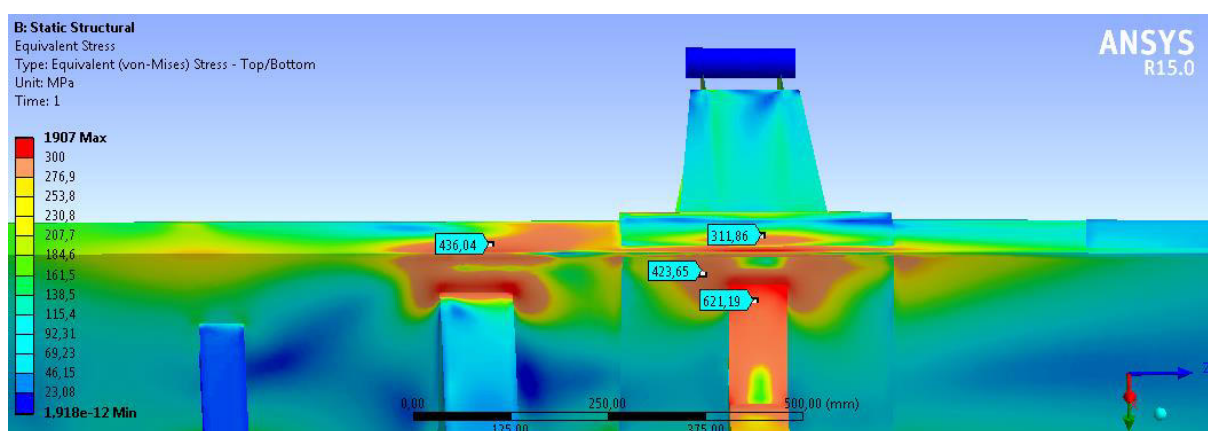
5.6.3 VYSÝPÁNÍ DO BOKU – ÚHEL NÁSTAVBY 45 °

Napětí při vysýpaní do boku – úhel nástavby 45 ° je uvedeno na následujícím obrázku.

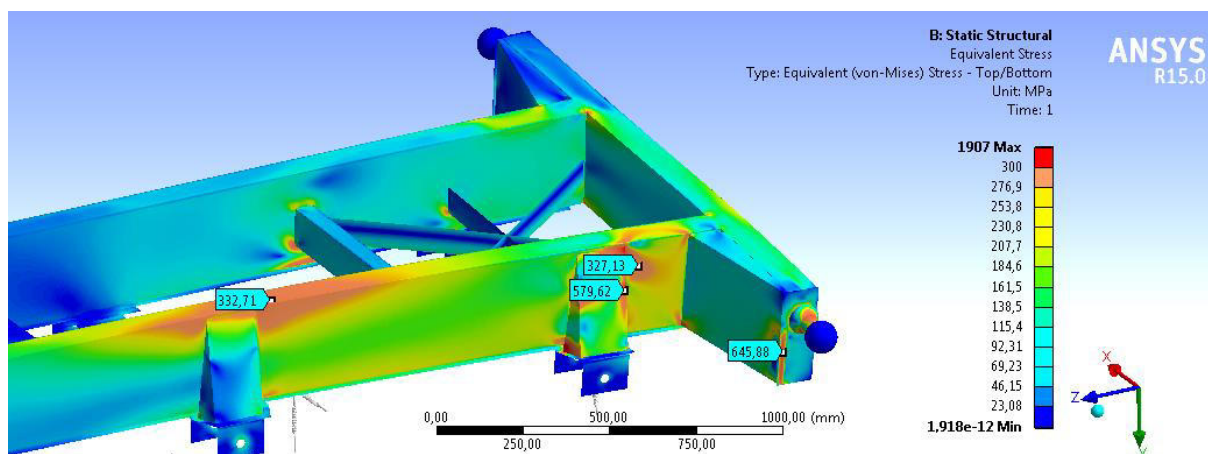


Obr. 41 Průběh napjatosti dle teorie HMM, vysýpání do boku – úhel nástavby 45° , maximální napětí 1 907 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota napětí přesahuje hranici 1900 MPa. Toto napětí se opět vyskytuje na stejném místě jako v kapitole 5.5.2 a 5.5.3. Jedná se tedy o špičkové napětí, které reálně nevzniká. Rozložení napětí je takřka identické jako v předchozím případě, pouze hodnoty prudce vzrostly. Na několika místech konstrukce dosahuje hodnot napětí přesahující 600 MPa (obr. 42). Dále napětí přesahující 300 MPa také vzniká v jednom z podélníků (obr. 43), který tvoří základní prvek celého rámu návěsu.



Obr. 42 Oblast s nejvyšším napětím, vysýpání do boku_1 – úhel nástavby 45° , maximální napětí 1 907 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1



Obr. 43 Oblast s nejvyšším napětím, vysýpání do boku 2 – úhel nástavby 45 °, maximální napětí 1 907 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota adekvátního napětí přesahuje hodnotu návrhové pevnosti, tomuto zátěžnému stavu konstrukce zásadně **nevyhovuje**.

6 NÁVRH NOVÉ OJE A KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV

Z předešlé kapitoly vyplývá, že konstrukce vykazuje několik nedostatků, tyto nedostatky je vhodné odstranit. Při návrhu nové oje budeme brát ohled na tato kritická místa a bude vynaložena maximální snaha vedoucí k jejich odstranění.

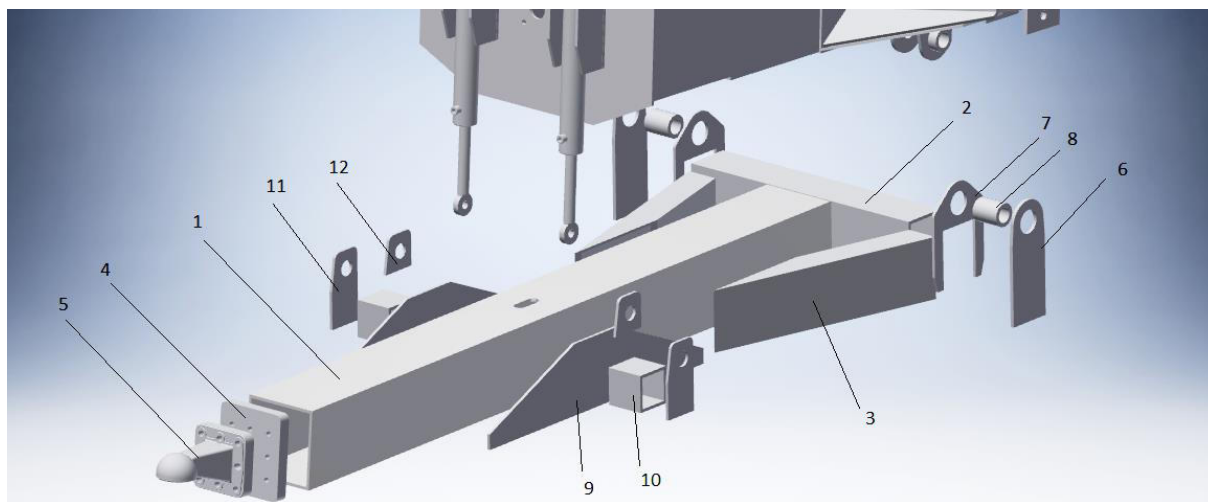
Použité uzavřené čtyřhranné ocelové profily (označovány jako: jekly, jākly, jäckle atd.) podléhají normě EN 10210 /S355J2H tvářené za tepla.

Použitá plochá ocel podléhá normě ČSN EN 10025-2 – plech válcovaný za tepla.

Použitý materiál pro čepy a vložky je E 355 (11 600).

6.1 NÁVRH NOVÉ OJE ODPRUŽENÉ PŘÍMOČARÝM HYDROMOTOREM

Po konzultaci s konstruktéry zadavatelské firmy bylo domluveno, že nová navržená oj bude konstrukce tvaru „A“. Tvar této oje je vzhledem ke snížení manévrovacích schopností nevhodný pro zemědělské použití. Z tohoto důvodu byla zvolena koncepce využívající tvar hlavního nosníku oje původního a uložení oje do dvou úložných bodů. Nová oj stejně jako původní svařenec využívá stejnou hydraulicky ovládanou odstavňovou nohu. Při návrhu oje bylo počítáno s původním rozsahem výškově stavitelné oje. Výška oje od vozovky je 260-700 mm. Při návrhu nové oje byla snaha použít co nejvíce součástí již používaných. Z tohoto důvodu vznikne pouze malý nárůst nových náhradních dílů atd. K vybraným navrženým součástem je vytvořena výkresová dokumentace. Návrh nové oje je uveden na následujícím obrázku.

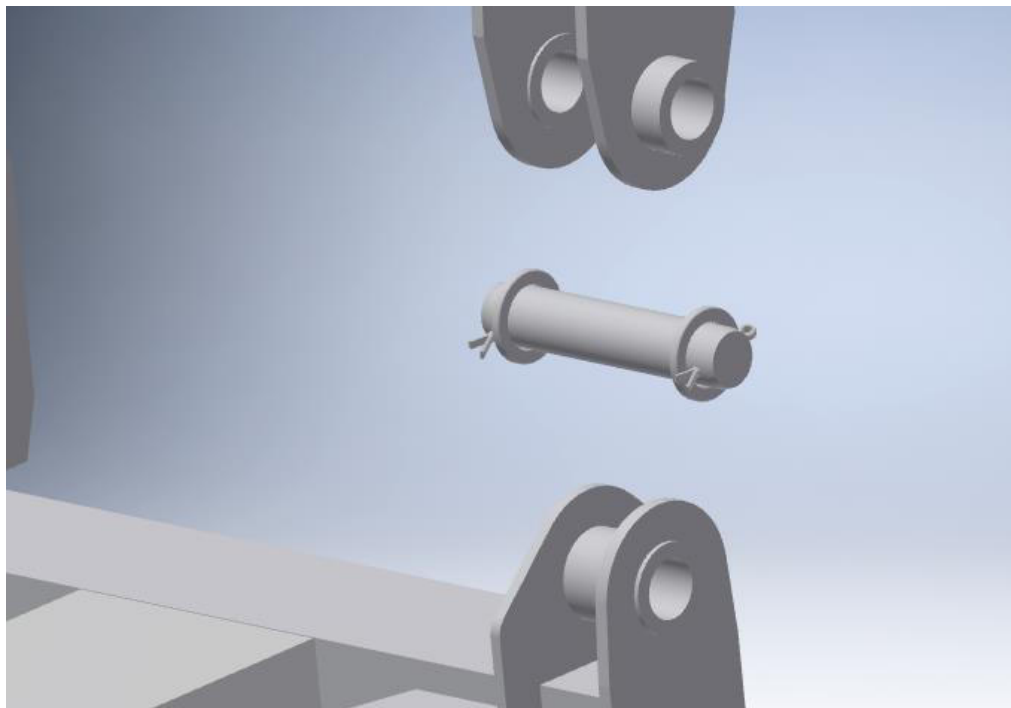


Obr. 44 Návrh nové oje

Jak bylo uvedeno výše, jako výchozí materiál pro návrh nové oje je volen původní uzavřený čtvercový profil 250 x 250 x 10 mm (na obrázku výše označen pozicí (1)). Pozicí (2) je označen jekl 250 x 150 x 10 mm. Mezi jekly (1) a (2) je umístěna výztuha tvořená jeklem 250 x 100 x 8 mm. Na pozici (4) a (5) se nachází tažná koule s přírubovou deskou. Obě součásti zůstávají původní. Součást označená číslicí (7),(8) a (9) tvoří připojovací článek mezi ojí a rámem návěsu. Silnostěnná trubka (8) je přivařena do ploché oceli (7) a (6) a tvoří

uložení pro čep. Tato trubička je opatřena mazničkou. Obě ploché oceli jsou přivařeny k jeklu (2) a jejich síla je 12 mm. Pozicí (9-12) jsou označeny součásti sloužící k připevnění přímočarého hydromotoru. Pozicí (9) je označena plochá ocel sloužící jako výztuha oje a zároveň k ní je přivařen jekl 120 x 120 x 10 mm, na který jsou přivařeny ploché oceli (11,12) o síle 10 mm s oky pro uložení přímočarého hydromotoru.

Oj je k rámu návěsu přichycená čepem (obr. 45) průměru $d_{\text{č}} = 50 \text{ mm}$, a je zajištěna pomocí podložky a závlačky. Viz následující obrázek.



Obr. 45 Čep nové oje

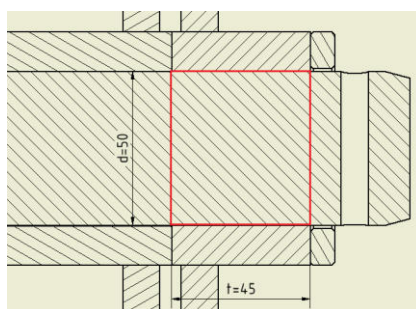
Kontrola čepu na otláčení

Čep volím z materiálu 11 600 (E 335). Tento materiál je vhodný pro strojní součásti namáhané staticky i dynamicky, u nichž se nevyžaduje svařitelnost. Součásti vystavené velkému měrnému tlaku. Z materiálové charakteristiky materiálu 11600 je dán dovolený tlak na otláčení $p_{\text{dov}} = 45 \text{ MPa}$ dle [12]. Nejmenší šířka styku spojovaných materiálů činí $t_s = 45 \text{ mm}$ (obr. 46). Síla od zatížení oje činí cca 40 kN. Tahová síla od tažného prostředku je vypočtena dle rovnice (22).

$$F_z = \frac{P}{v_t} = \frac{200000}{1,38} \cong 150 \text{ kN} \quad (22)$$

kde:

| | | |
|-------|--------------------|---|
| F_z | [N] | výsledná zatěžující síla |
| v_t | $[m \cdot s^{-1}]$ | rychlost tažného prostředku, voleno $5 \text{ km} \cdot h^{-1} \cong 1,38 \text{ m} \cdot s^{-1}$ |
| P | [kW] | výkon tažného prostředku, voleno 200 kW |



Obr. 46 Otláčení čepu

$$p_v = \frac{\frac{F_z}{4}}{t_s \cdot d_{\check{c}}} = \frac{\frac{150000}{4}}{45 \cdot 50} \cong 16,7 \text{ MPa} \quad (23)$$

$p_v \leq p_{dov} \rightarrow$ **Vyhovuje** se součinitelem bezpečnosti 2,7

kde:

| | | |
|-----------------|-------|---|
| F_z | [N] | výsledná zatěžující síla |
| t_s | [mm] | nejmenší tloušťka spojovaných materiálů |
| $d_{\check{c}}$ | [mm] | průměr čepu |
| p_v | [MPa] | tlak v otláčení |
| p_d | [MPa] | dovolený tlak v otláčení |

Kontrola čepu na střih

Dle [12] je dovolené napětí ve střihu pro materiál 11 600 (E 335) $\tau_{SD} = 80 \text{ MPa}$. Výslednou zatěžující sílu volím identickou jako v kontrole čepu na otláčení.

$$\tau_s = \frac{\frac{F_z}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}} = \frac{\frac{150000}{2}}{\frac{\pi \cdot 50^2}{4}} \cong 38,2 \text{ MPa} \quad (24)$$

$\tau_s \leq \tau_{SD} \rightarrow$ **Vyhovuje** se součinitelem bezpečnosti 2,1

kde:

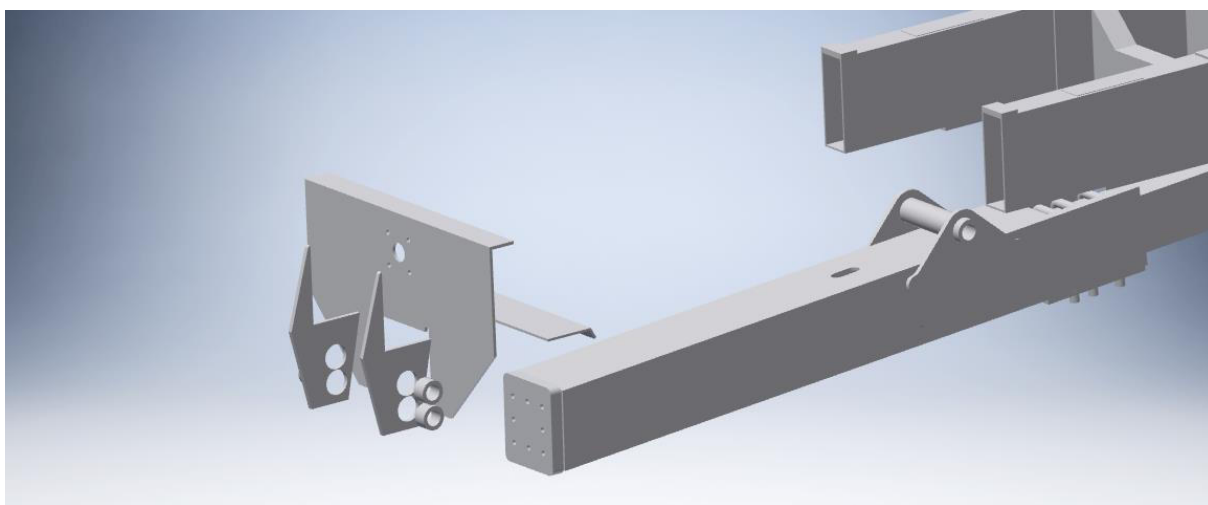
| | | |
|-----------------|-------|---------------------------|
| F_z | [N] | výsledná zatěžující síla |
| $d_{\check{c}}$ | [mm] | průměr čepu |
| τ_s | [MPa] | tlak v čepu |
| τ_{SD} | [MPa] | dovolené napětí ve střihu |

6.2 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY RÁMU NÁVĚSU

Na rámu návěsu bylo provedeno hned několik konstrukčních úprav. Konstrukční úpravy byly provedeny jak z důvodu bezpečnostního, tak z důvodu návrhu nové oje.

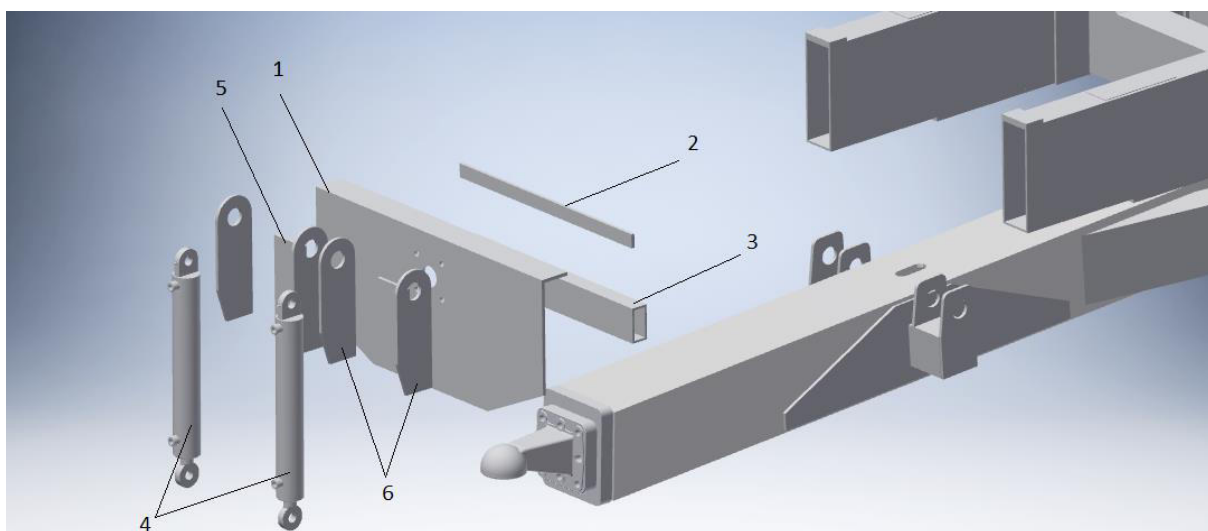
6.2.1 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA ČELA

Celá přední část návěsu byla upravena z důvodu použití nové oje odpružené dvěma přímočarými hydromotory. Při návrhu nových součástí byl brán ohled na zachování původního umístění hřídele pohánějící nastavbu návěsu. Původní konstrukce čela je na obr. 47.



Obr. 47 Původní konstrukce čela

Nové konstrukční řešení je uvedeno na následujícím obrázku.

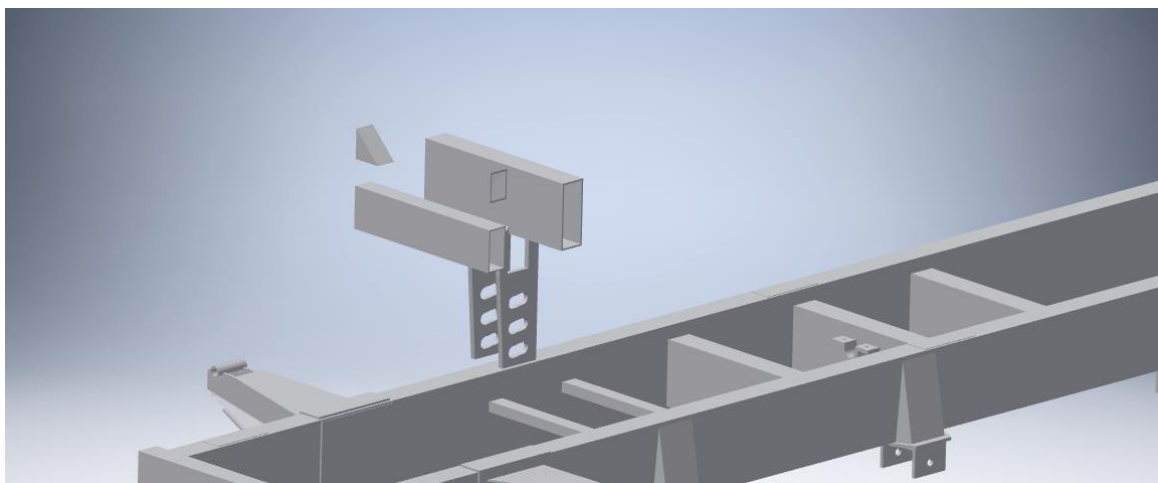


Obr. 48 Konstrukční úpravy čela návěsu

Pozicí (1) je označeno nové čelo (obr. 48), které vychází z původní konstrukce (zachován původní materiál a hlavní rozměry). Nové čelo bylo zkráceno na takovou hodnotu, aby při nastavení oje v maximální poloze od vozovky vznikla mezera mezi ojí a čelem cca 30 mm. Tím je zajištěno pružení nové oje i v maximální výškové poloze. Pozicí (2) je označena plochá ocel 40 x 10 mm sloužící k vyztužení čela především z důvodu uložení držáků hydromotorů (5,6) na čelo (1). Stejnou funkci plní i výztuha (3), která je vytvořena z dutého profilu 100 x 50 x 6,3 mm. Držáky hydromotoru (4) jsou vytvořeny z ploché oceli tloušťky 10 mm a na obrázku 48 jsou označeny pozicí (5) a (6).

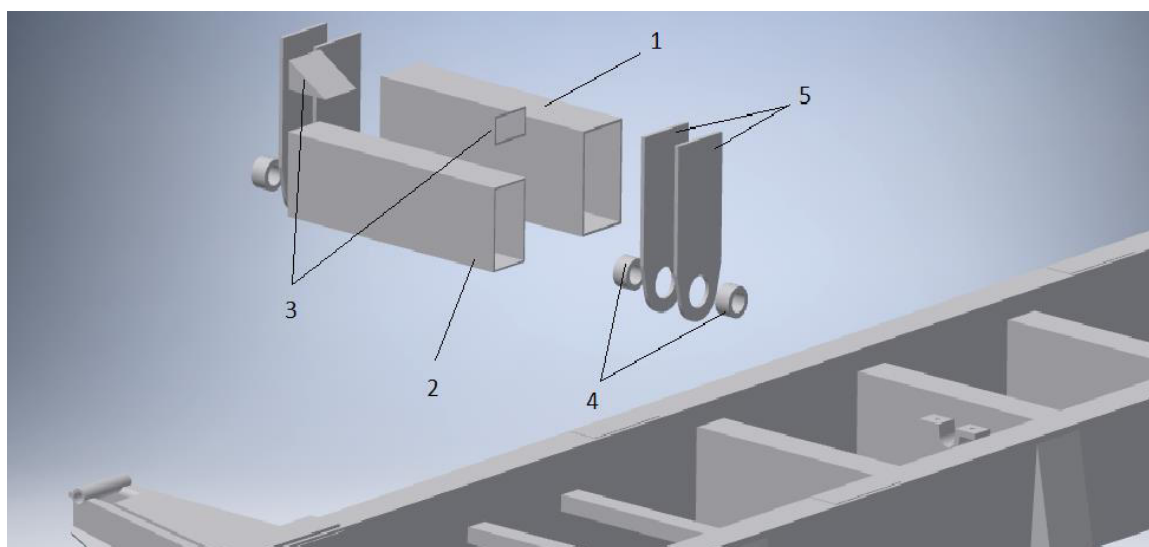
6.2.2 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA ULOŽENÍ NOVÉ OJE

Původní konstrukce je na následujícím obrázku.



Obr. 49 Původní uložení oje

Nová konstrukce vychází z konstrukce původní - používá původní rozložení příčných nosníků. Všechny konstrukční úpravy jsou uvedeny na obrázku 50.

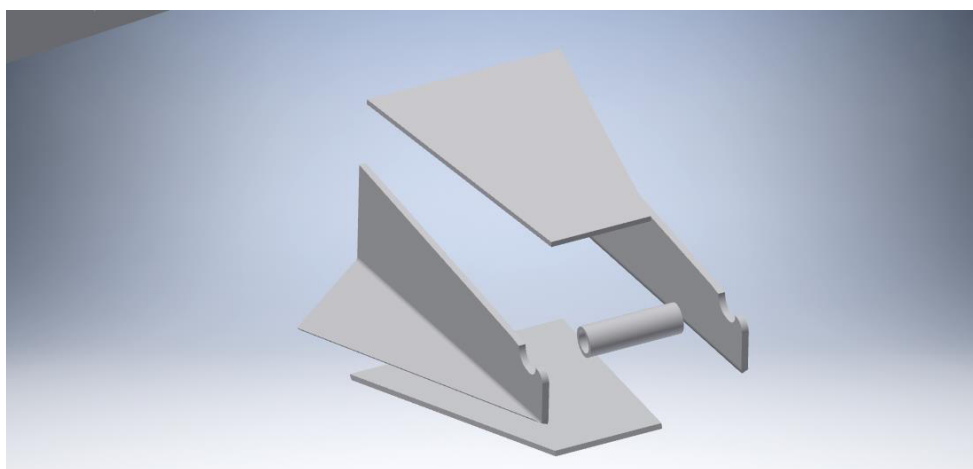


Obr. 50 Konstrukční úprava uložení nové oje a příčníku

Pozicí (1) je označen příčník z dutého profilu 250 x 150 x 6,3 mm, který je prostřednictvím držáků oje (5) přivařen k hlavním podélným nosníkům. Na pozici (2) je umístěn opět dutý nosník 200 x 120 x 5 mm mezi konzolemi výklopného mechanismu. Tento nosník je namáhán zejména při vyklápění do boku a charakter jeho namáhání je tah/tlak. Nad tímto nosníkem jsou umístěny výztuhy označené pozicí (3). Do otvorů v držácích oje (5) jsou přivařena pouzdra pro uložení čepu oje.

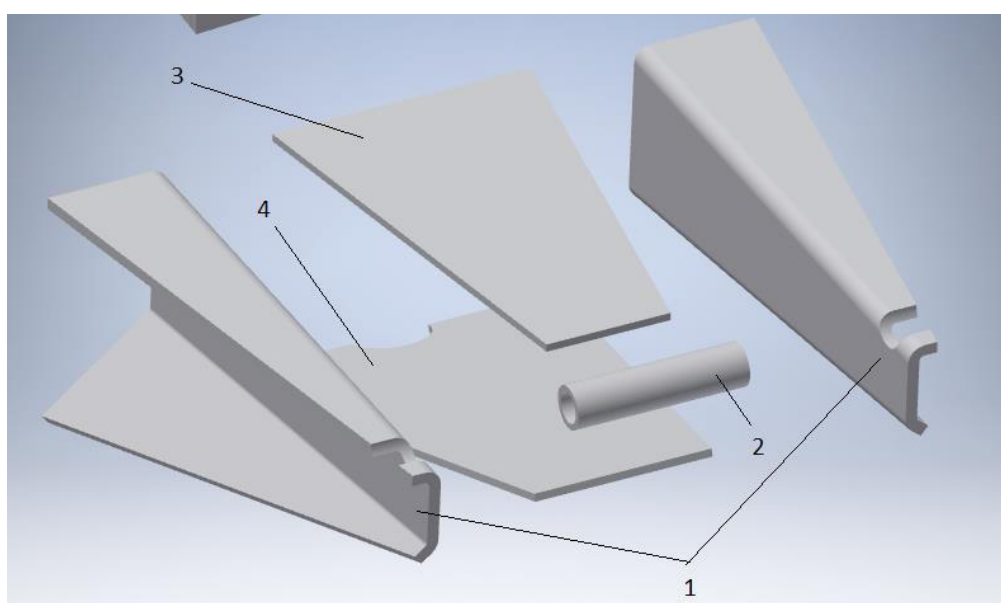
6.2.3 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA KONZOLE BOČNÍHO VYKLÁPĚNÍ

Z pevnostní analýzy původní konstrukce vyplývá, že konzole uložení nástavby je nejvíce namáhána při bočním sklápění a při brzdění, kdy dochází k ohybu konzole směrem vpřed. Původní konstrukce se nachází na obrázku 51.



Obr. 51 Původní konstrukce konzole

Nová konstrukce konzole opět vychází z původního řešení. Nové řešení je uvedeno na následujícím obrázku (obr. 52).

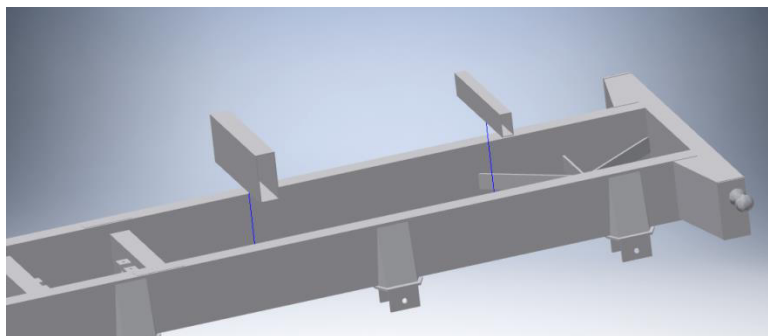


Obr. 52 Nová konstrukce konzole

Pozicí (1) je označena stojina, která je oproti původnímu řešení olemována o 90 °. Toto řešení má větší ohybovou tuhost zejména při brzdění. Síla materiálu je zvětšena ze stávajících 10 mm na 12 mm. Pozicí (2) je označena trubka, která je do stojin (1) zavařena. Jedinou konstrukční úpravou trubky je změna její délky. Rozměr horního plechu (3) je pouze upraven ke stojinám (1). Spodní výztuha (4) zůstala původní, jediná změna tkví ve změně otvoru pro odtok vody a nečistot.

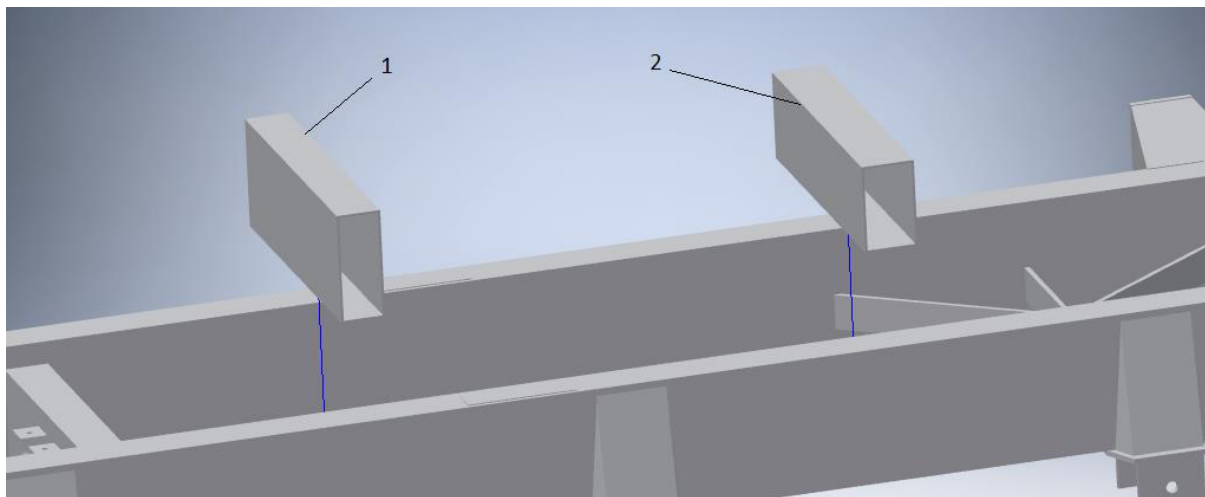
6.2.4 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA PŘÍČNÍKŮ

Konstrukční úprava zadních příčníků vychází zejména z namáhání na krut. Původní konstrukce je uvedena na obrázku 53.



Obr. 53 Původní konstrukce – zadní příčníky

Upravená konstrukce je znázorněna na následujícím obrázku (obr. 54).

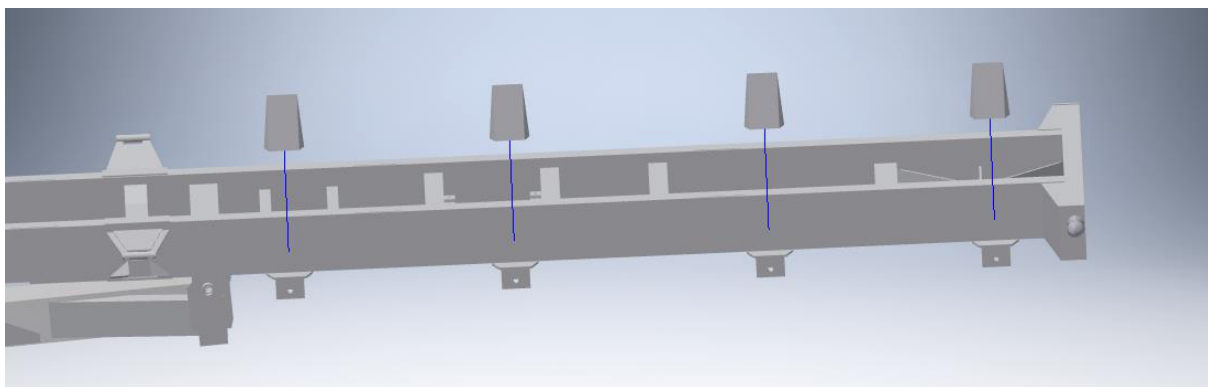


Obr. 54 Upravená konstrukce – zadní příčníky

Pozicí (1) je označen příčník o rozměrech 250 x 100 x 5 mm, který nahradil původní 250 x 150 x 6,3 mm. Na pozici (2) je umístěn uzavřený čtyřhranný profil 200 x 120 x 5 mm. Tento zmiňovaný profil byl zvětšen z důvodu vysokého namáhání na krut, zejména při průjezdu zatáčkou a vyklápění do boku. Původní příčník působil pouze lokálně zhruba v polovině stěny hlavního podélného nosníku.

6.2.5 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA VÝZTUHY ULOŽENÍ NÁPRAVY

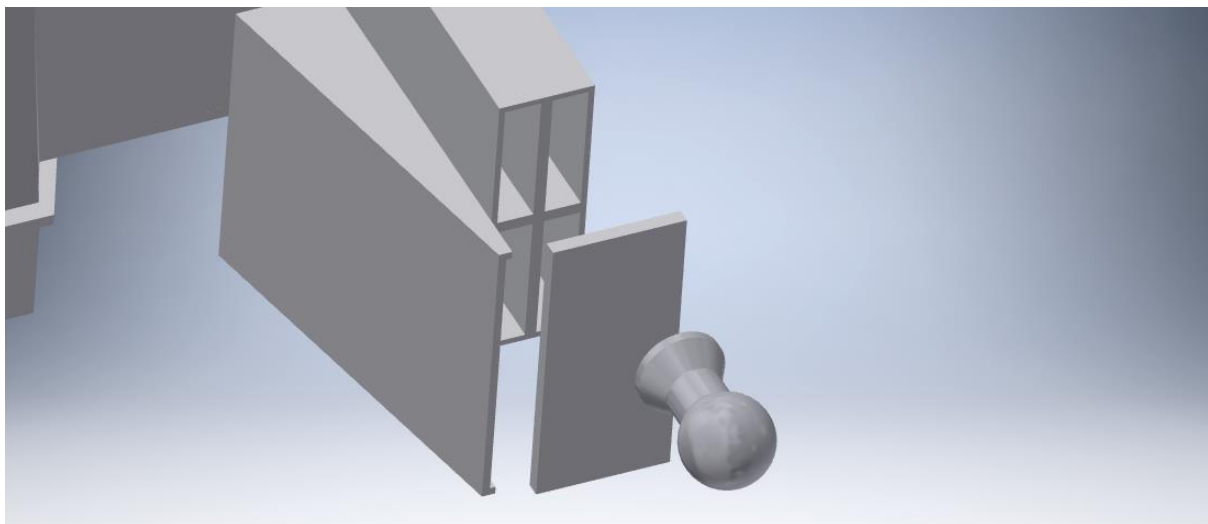
Konstrukční provedení původních výztuh bylo takové, že na krajních výztuhách byl vytvořen lem 90 °. Přičemž prostřední dvě výztuhy jsou z obou stran olemovány pod úhlem 116 °. Z důvodu zvětšení styčné plochy mezi výztuhou a hlavním podélníkem volím všechny čtyři výztuhy na jedné straně návěsu stejné, tedy vytvoření lemu na obou stranách výztuhy pod úhlem 116 °. Tato konstrukční úprava nepřinese žádné výrazné zvětšení nákladů na výrobu. Další výhodou je výroba pouze jednoho druhu výztuhy. Naprosto stejnou změnu navrhuji kromě výztuhy i pro podložku pod výztuhou. Konstrukční změna je patrná z obrázku 55. Tato optimalizace vyžaduje také změnu uložení zadního blatníku.



Obr. 55 Upravená konstrukce – výztuha uložení nápravy

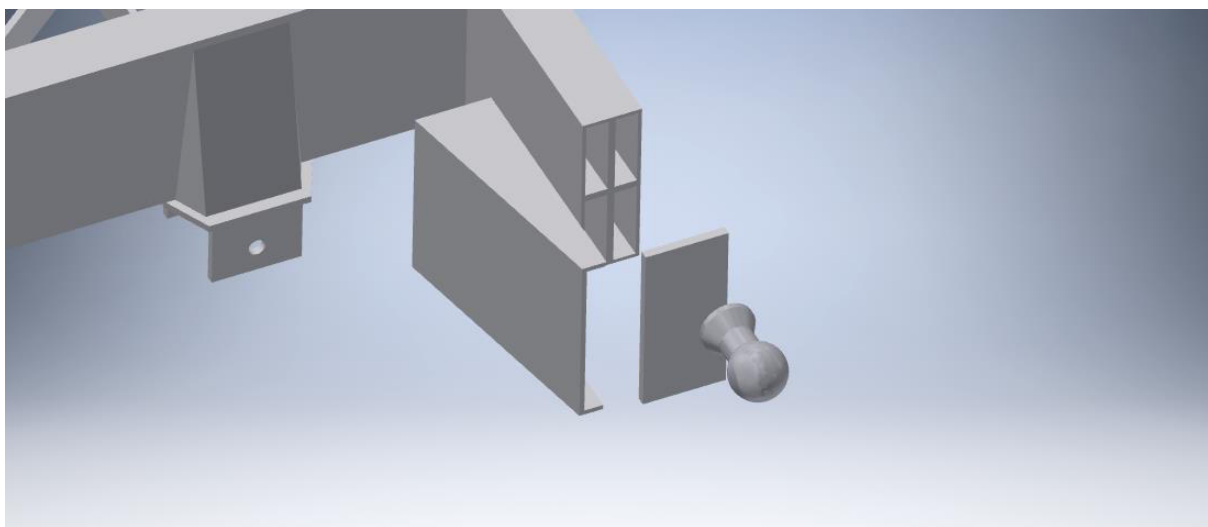
6.2.6 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA VÝZTUHY ZADNÍHO HLAVNÍHO PŘÍČNÍKU

Původní konstrukce je uvedena na obrázku 56.



Obr. 56 Původní konstrukce zadní výztuhy

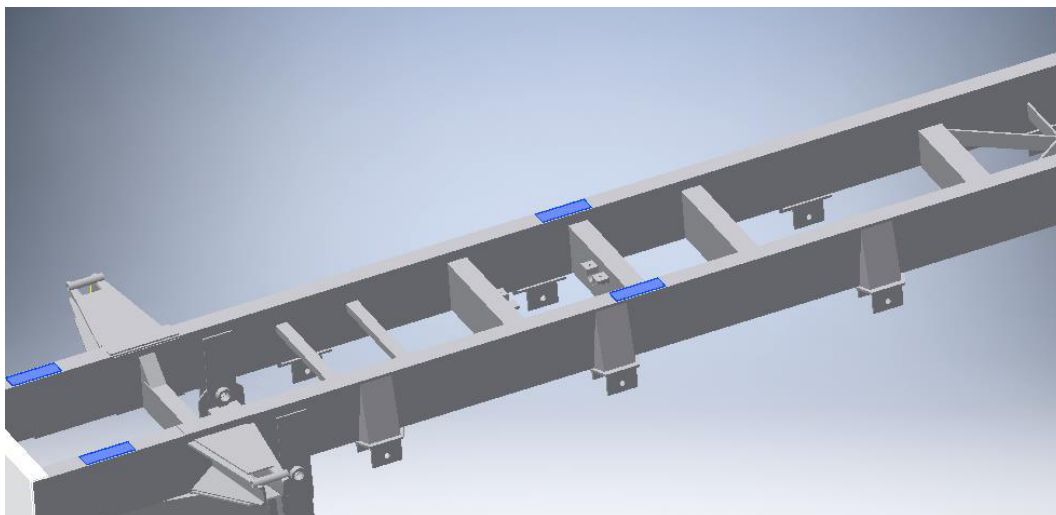
Hlavní zadní příčník je nejvíce namáhán na ohyb v podélném směru hlavně při zátěžném stavu brzdění. Z tohoto důvodu volím zadní výztuhu o 20 mm delší v podélném směru, tím se zásadně změní ohybová tuhost. Při změně výztuhy je nutné o stejnou velikost zvětšit i plochou oceli, na kterou je přivařeno ložisko výklopného mechanismu. Sílu materiálu ponechávám identickou. Z tohoto důvodu je nárůst hmotnosti minimální. Uvedená konstrukční změna je uvedena na obrázku 57.



Obr. 57 Nový konstrukční návrh zadní výztuhy hlavního příčnicku

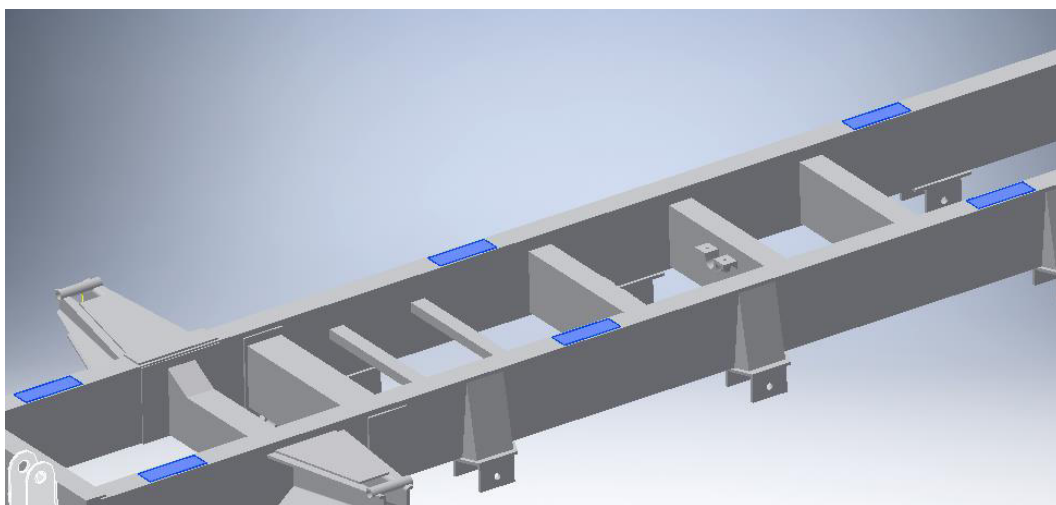
6.3 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA DORAZŮ NÁSTAVBY

Při pevnostní analýze jsem došel k závěru, že původní rozložení dorazů nástavby koncentruje napětí především v úložných bodech výklopného mechanismu. Největší problém nastává při průjezdu zatáčkou, kdy část zatížení je přenesena na jeden podélný hlavní nosník. Aby bylo zatížení při přepravě na rám lépe rozloženo, navrhuji změnu v rozložení a počtu pryžových dorazů nástavby. Na obrázku 58 je uvedeno původní rozložení silentbloku.



Obr. 58 Původní rozložení pryžových dorazů

Jako konstrukční úpravu navrhuji použití 6 pryžových dorazů místo stávajících 4. Při přepravě bude tedy nástavba uložena celkem na 10 opěrných bodech. Nové rozložení pryžových dorazů je následující. Přední silentbloky (v oblasti čela rámu návěsu) ponechávám v původní pozici. Další dorazy navrhuji rovnoměrně rozmístit ve vzdálenosti cca 1833 mm od sebe a od zadního hlavního příčnicku. Nové rozložení silentbloku je patrné z obrázku 59.



Obr. 59 Upravené rozložení pryžových dorazů

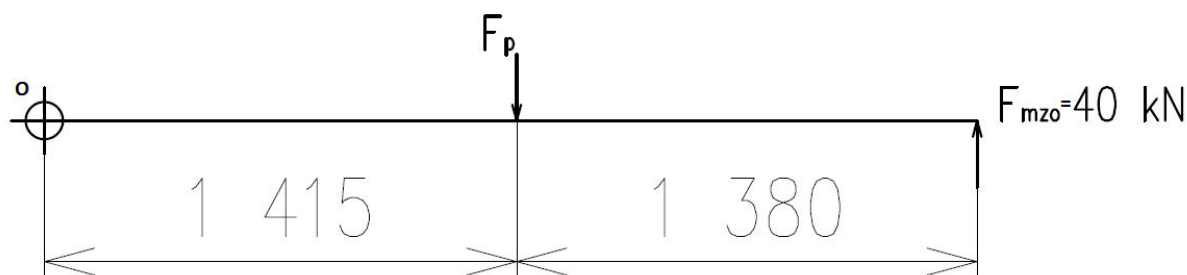
7 NÁVRH PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU ODPRUŽENÍ OJE

Po konzultaci se zadavatelskou firmou a vedoucím DP byla pro odpružení nové oje zvolena dvojice přímočarých hydromotorů (dále PČHM). Odpružení oje jedním přímočarým hydromotorem nepřichází v úvahu z důvodu nutnosti vedení pohonu nástavby (kardanová hřídel) nad ojí návěsu.

7.1 NÁVRH PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Dle kapitoly 2.2 je patrné, že těžiště návěsu při maximálním úhlu sklápění (maximální povolená hmotnost s materiálem s vysokou objemovou hmotností) dozadu leží za poslední nápravou návěsu (za klopnou hranou). Aby nemohlo dojít k překlopení návěsu a vytržení PČHM z vedení, je nutné koncipovat odpružení oje pomocí dvojčinných PČHM. Zakončení válce i pístní tyče volím pomocí oka s kloubovým ložiskem.

Dle zadání je svislé zatížení nové oje 4000 kg. Pro další výpočty budeme předpokládat maximální zatížení oje $F_{mzo} = 40 \text{ kN}$. Z momentové rovnováhy k bodu „O“ dopočítáme zatížení v oblasti uložení PČHM. Při výpočtu síly předpokládáme rovnoběžnost všech sil. Grafické znázornění sil je na obrázku 60.



Obr. 60 Schéma zatížení nové oje

$$F_p = \frac{F_{mzo} \cdot (1415 + 1380)}{1415} = \frac{40000 \cdot (1415 + 1380)}{1415} \cong 79 \text{ kN} \quad (25)$$

kde:

| | | |
|-----------|-----|-------------------------------|
| F_p | [N] | síla v místě uložení PH |
| F_{mzo} | [N] | maximální zatěžující síla oje |

Se zohledněním dynamického součinitele $k_d = 1,5$ je výsledné maximální zatížení v místě uložení PČHM na oji následující:

$$F_{pd} = F_p \cdot k_d = 79000 \cdot 1,5 = \mathbf{118,5 \text{ kN}} \quad (26)$$

kde:

| | | |
|----------|-----|--|
| F_{pd} | [N] | síla v místě uložení PH se zohledněním dynamického součinitele |
| k_d | [-] | dynamický součinitel |

Provozní tlak v hydraulickém obvodu je volen $p_p = 18 \text{ MPa}$. Tento tlak (18 - 20 MPa) je definován výrobcí většiny traktorů, jako tlak v hydraulickém okruhu stroje.

Dle modelu vytvořeného v programu Inventor 2017 je délka hydraulického válce $l_v = 500 \text{ mm}$ a délka tahu $l_t = 300 \text{ mm}$ (zdvih).

Nejdůležitějšími parametry přímočarého hydromotoru jsou rychlost pohybu pístnice v_p a výstupní síla F_{pd} - síla při vysouvání pístnice.

Při výpočtu uvažují dvojici PČHM.

Výpočet síly při vysouvání válce:

$$F_{pd} = p_p \cdot S_1 \cdot n_p = p_p \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot n_p \quad (27)$$

kde:

| | | |
|----------|-------------------|--|
| F_{pd} | [N] | síla v místě uložení PČHM se zohledněním dynamického součinitele |
| p_p | [Pa] | provozní tlak v hydraulickém obvodu |
| S_1 | [m ²] | obsah plochy pod pístem |
| n_p | [-] | počet PČHM, $n_p = 2$ |
| D_p | [m] | průměr pístu |

Po úpravě rovnice 25 je průměr pístu:

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{pd}}{p_p \cdot \pi \cdot 2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 118500}{18 \times 10^6 \cdot \pi \cdot 2}} = 0,06474 \text{ m} \cong \mathbf{65 \text{ mm}} \quad (28)$$

Vzhledem k velikosti průměru pístu je volen průměr pístnice $d_p = \mathbf{36 \text{ mm}}$

Dle rovnice 25 je velikost **zasouvací síly** válce následující (předpokládáme stejný provozní tlak):

$$\begin{aligned} F_{pd2} &= p_p \cdot S_2 \cdot n_p = p_p \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_p^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \right) \cdot n_p \\ &= 18 \times 10^6 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 65 \times 10^{-3^2}}{4} - \frac{\pi \cdot 36 \times 10^{-3^2}}{4} \right) \cdot 2 \\ &= \mathbf{82815,5 \text{ N}} \end{aligned} \quad (29)$$

kde:

| | | |
|-----------|-------------------|----------------------------------|
| F_{pd2} | [N] | síla při zasouvání pístnice PČHM |
| S_2 | [m ²] | obsah plochy nad pístem |

Rychlost pohybu pístu

Rychlost pohybu pístu je závislá na průtoku a velikosti činné plochy pístu. Dle [13] je nutné PČHM pro rychlosti větší než $0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ vybavit jednostranným nebo oboustranným tlumením pohybu v koncových polohách zdvihu.

Pro výpočet rychlosti pohybu pístu volím průtok $Q_1 = 120 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} = 0,002 \text{ m}^3 \cdot \text{s}$

Rychlost vysouvání pístnice v_1 dle [13]:

$$v_1 = \frac{Q_1}{S_1 \cdot n_p} = \frac{Q_1}{\frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot n_p} = \frac{0,002}{\frac{\pi \cdot 0,065^2}{4} \cdot 2} \cong 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (30)$$

Rychlost zasouvání pístnice v_2 dle [13] (předpokládáme stejný průtok):

$$\begin{aligned} v_2 &= \frac{Q_1}{(S_1 - S_1) \cdot n_p} = \frac{Q_1}{\left(\frac{\pi \cdot D_p^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}\right) \cdot n_p} \\ &= \frac{Q_1}{\left(\frac{\pi \cdot 0,065^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,036^2}{4}\right) \cdot 2} \cong 0,43 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (31)$$

Navrhnutý PČHM je nutné vybavit oboustranným tlumením pohybu v koncových polohách zdvihu.

Kontrola pístnice na vzpěr

Mezní štíhlostní poměr λ_m [–] – dle [12] pro uhlíkové oceli 90 – 105.

Výpočet štíhlostního poměru:

$$\lambda = l_{red} \cdot \sqrt{\frac{S_p}{J}} = 0,400 \cdot \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_p^4}{64}}} \cong 44 \quad (32)$$

kde:

| | | |
|-----------|-------------------|---|
| λ | [–] | štíhlostní poměr |
| S_p | [m ²] | obsah plochy pístnice |
| J | [m ⁴] | kvadratický moment |
| l_{red} | [m] | délka pístní tyče s ohledem na uložení pístnice, $l_{red} = 400 \text{ mm}$ |

Z výše uvedeného vyplývá - $\lambda_m \geq \lambda$, jedná se tedy o **prostý tlak** (účinky vzpěru lze zanedbat).

7.2 NÁVRH AKUMULÁTORU

Odpružení nové oje je voleno pomocí dvou plynových akumulátorů, každý v jedné větvi PČHM. Objem akumulátorů je zvolen na základě geometrického objemu PČHM. Plynové akumulátory pracují na pneumohydraulickém principu, ve kterých inertní plyn slouží k akumulaci tlakové energie kapaliny. Plnicím plynem je dusík (N_2). Jestliže součin jmenovitého objemu (dm^3) a jmenovitého tlaku (MPa) překročí hodnotu 10, je akumulátor považován za tlakovou nádobu stabilní podle ČSN 69 0010-1.1. Pro provoz a plnění potom platí předpisy podle norem ČSN 69 0012, ČSN 07 8304.

Geometrický objem PČHM ve větvi nad píst je následující:

$$V_{01} = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot n_p \cdot l_t = \frac{\pi \cdot 0,065^2}{4} \cdot 2 \cdot 0,3 = 0,00199 \text{ m}^3 \quad (33)$$

Z toho důvodu volím objem akumulátoru ve větvi nad pístem $V_{01} = 0,002 \text{ m}^3 = 2 \text{ l}$.

Geometrický objem PH ve větvi pod píst je následující:

$$V_{02} = \left(\frac{\pi \cdot D_p^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \right) \cdot n_p \cdot l_t = \left(\frac{\pi \cdot 0,065^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,036^2}{4} \right) \cdot 2 \cdot 0,3 = 0,00138 \text{ m}^3 \quad (34)$$

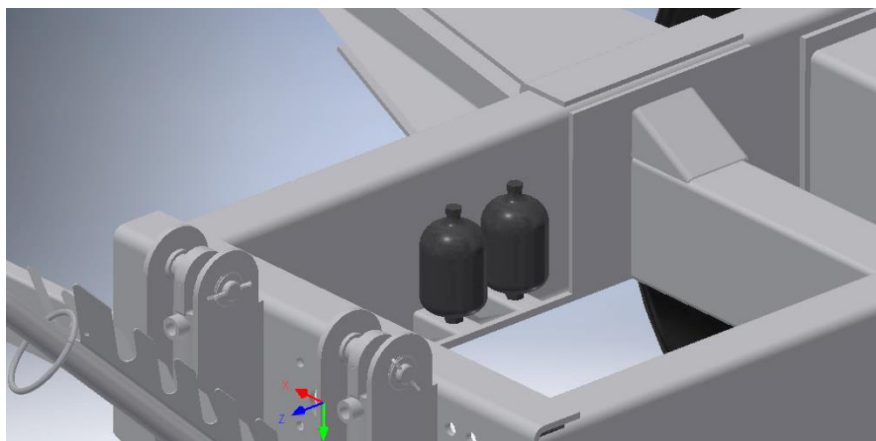
Z toho důvodu volím objem akumulátoru ve větvi pod pístem $V_{02} = 0,0014 = 1,4 \text{ l}$.

Plnicí tlak akumulátorů volím $p_0 = 10 \text{ MPa} = 100 \text{ bar}$.

Dle výše vypočtených objemů akumulátoru volím membránovou konstrukci.

Z výše uvedeného vyplývá, že navržený akumulátor je považován za tlakovou nádobu.

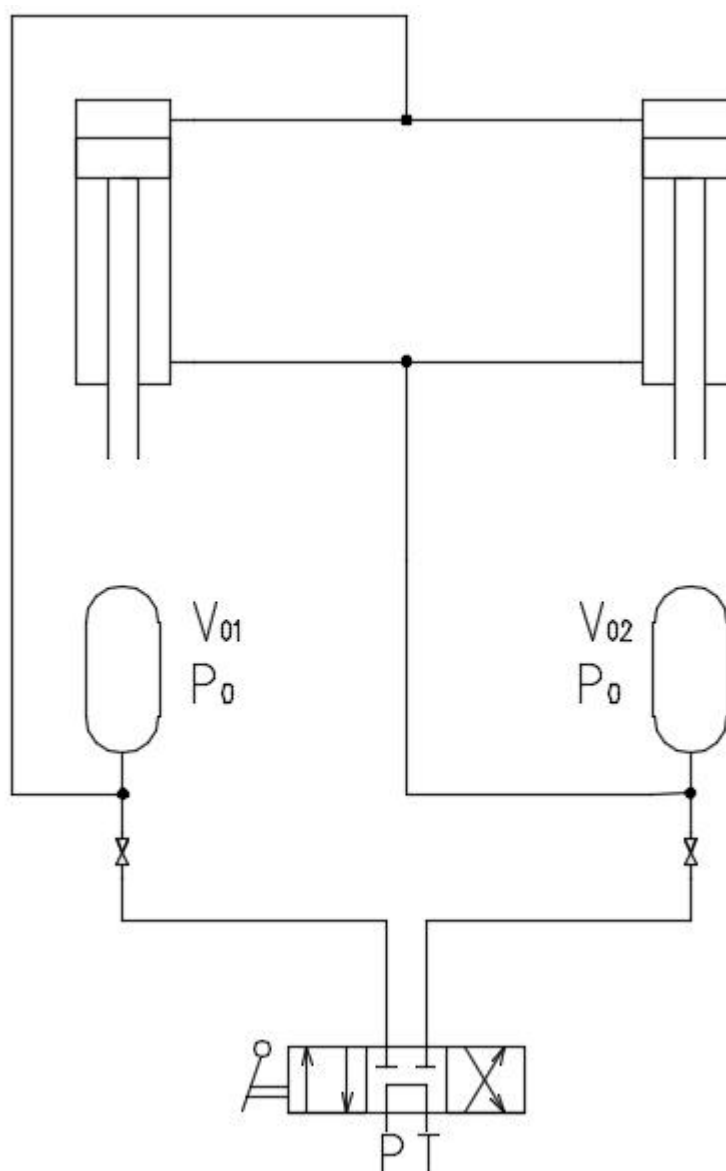
Umístění akumulátorů na konstrukci je patrné z obrázku 61. Akumulátory jsou umístěny na hlavní podélník za čelo návěsu.



Obr. 61 Umístění akumulátorů

7.3 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OKRUHU

Dle požadavků zadavatele je celý hydraulický okruh odpružení oje ovládán přímo z kabiny tažného prostředku. Jak už bylo uvedeno, prostory nad pístem jsou u obou PČHM propojeny do jedné větve vedoucí k většímu z akumulátorů. Mezi rozvaděč a akumulátor je vložen kulový ventil. Analogické zapojení je použito i u větve pod pístem. Celé schéma zapojení hydraulického odpružení oje je uvedeno na obrázku 62.

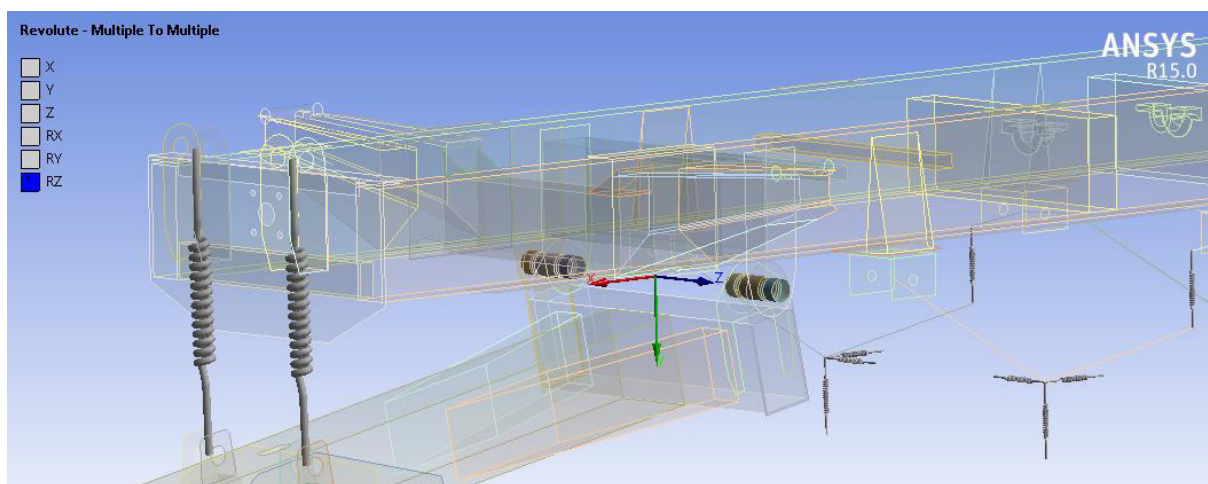


Obr. 62 Hydraulické schéma odpružení oje

8 PŘÍPRAVA MKP MODELU UPRAVENÉ KONSTRUKCE

Ve stávající konstrukci byly provedeny změny, které jsou popsány v kapitole 6. Tyto změny jsou natolik rozsáhlé, že není možné použít stávající výpočtový model, ale je nutné vytvořit nový. Výpočtový model upravené konstrukce je vytvořen obdobným způsobem jako model původní. Zásadní změna ve výpočtovém modelu vychází z návrhu nové oje.

Navrhnutá oj je připevněna k rámu pomocí dvou čepů, tyto čepy jsou ve výpočtovém modelu nahrazeny vazbou Revolute, která má jeden stupeň volnosti – rotace kolem osy z. Náhrada je uvedena na obrázku 63.



Obr. 63 Nahrazení uložení nové oje

Oj je dále uložena na dvojici PČHM, které jsou nahrazeny dvojicí pružin v místě uložení PČHM. Pro nahrazení PČHM je nutné znát tuhost odpružení oje. Jelikož se jedná o statickou analýzu, po zatížení návěsu dojde k pouze stlačení pružin. Pro výpočtový model tedy postačí znát tuhost při stlačení pístu.

Tuhost hydropneumatického odpružení oje vypočteme dle [14] s využitím rovnice 2.23. Při výpočtu předpokládáme nulové stlačení pístu.

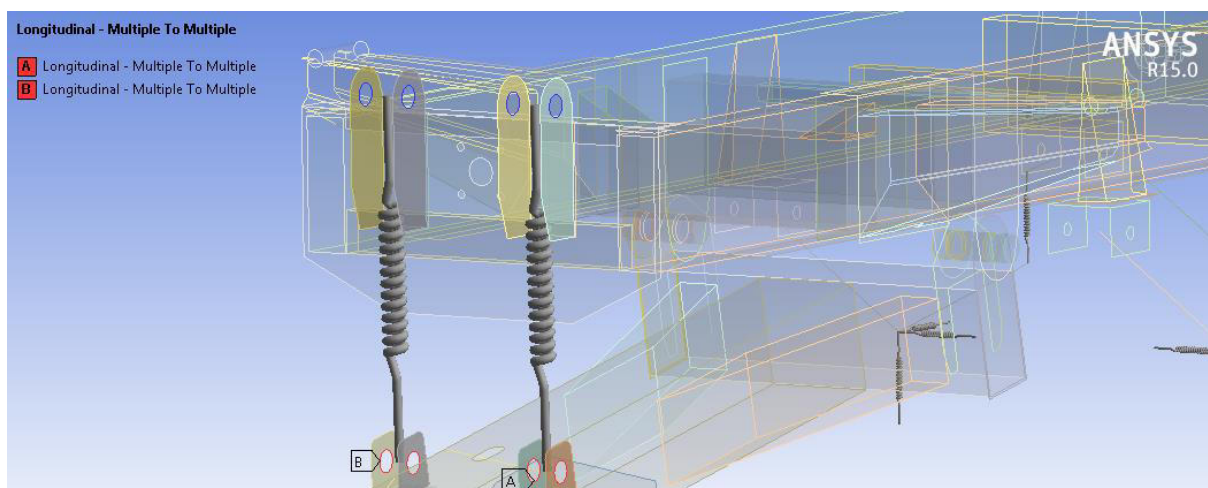
$$k_{hp} = \frac{n \cdot F_p^2}{p_0 \cdot V_{01}} = \frac{1,4 \cdot 80000^2}{10 \times 10^6 \cdot 0,002} = 448 \text{ N/mm} \quad (35)$$

kde:

| | | |
|----------|--------|---|
| k_{hp} | [N/mm] | tuhost hydropneumatického odpružení oje |
| F_p | [N] | síla v místě uložení PČHM |

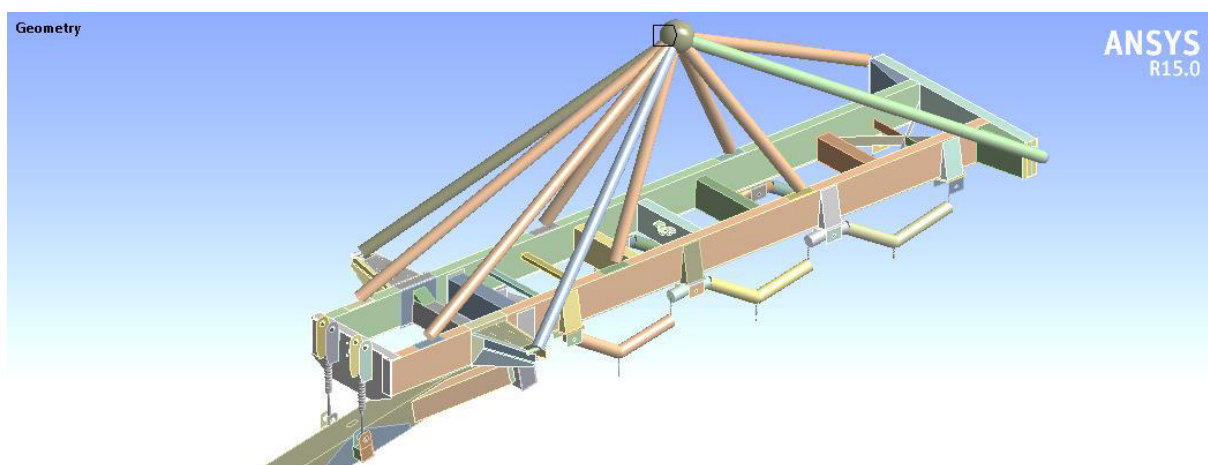
Z výše uvedeného vyplývá, že tuhost každé pružiny bude rovna $\frac{k_{hp}}{2}$.

Pružiny jsou přichyceny k čelu návěsu a k oji přes návarky v místě uložení čepu PČHM. Náhrada odpružení oje je patrná z obrázku 64.



Obr. 64 Náhrada odpružení nové oje

V kapitole 6 je uveden konstrukční návrh týkající se změny rozložení dorazů nástavby. Z tohoto důvodu je při vytváření nového výpočtového modelu hmotnost nástavby a nákladu rozložena na konstrukci rámu pomocí celkem 10 míst. Rozložení hmotnosti přes úložné body výklopného mechanismu bylo zachováno. Změna nastala po přerozdělení a změně počtu dorazů nástavby, kde hmotnost nákladu a nástavby působí na rám přes 6 silentbloků, změna je patrná z následujícího obrázku (obr. 65).



Obr. 65 Náhrada nástavby a nákladu upravené konstrukce

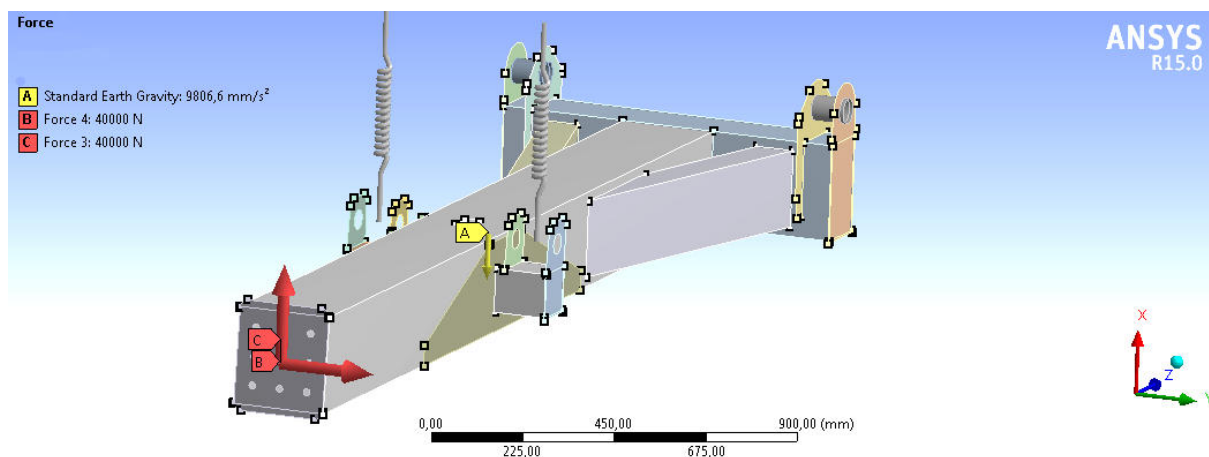
8.1 PŘÍPRAVA MKP MODELU NOvé OJE

Jelikož je součástí práce i návrh nové oje, je nutné provést i její pevnostní kontrolu. Při zvolených zátěžných stavech by nemuselo dojít k dosažení maximálního zatížení, z tohoto důvodu je provedena i pevnostní kontrola samotné oje.

Oj je zavazbená k „prostředí - ground“ vazbou Revolute a dvěma pružinami. Zavazbení je téměř identické, jako by oj byla zavazbená k rámu návěsu.

Zatížení oje je realizováno pomocí síly, jejíž velikost odpovídá požadavku na maximální zatížení oje, tedy $F_{mzo} = 40 \text{ kN}$. Směr zatěžující síly je opačný vzhledem ke gravitačnímu zrychlení.

Oj je zatížena i boční silou, která simuluje zatáčení tažného prostředku. K takovému stavu dochází poměrně často, reálně si tento stav můžeme představit při „uvíznutí“ návěsu se snahou vyprostit návěs směrem do boku. Jelikož tento stav nelze jednoduše určit, je boční síla volena hodnotou identickou, jako je maximální zatížení oje. Směr zatěžujících sil je patrný z obrázku 66.



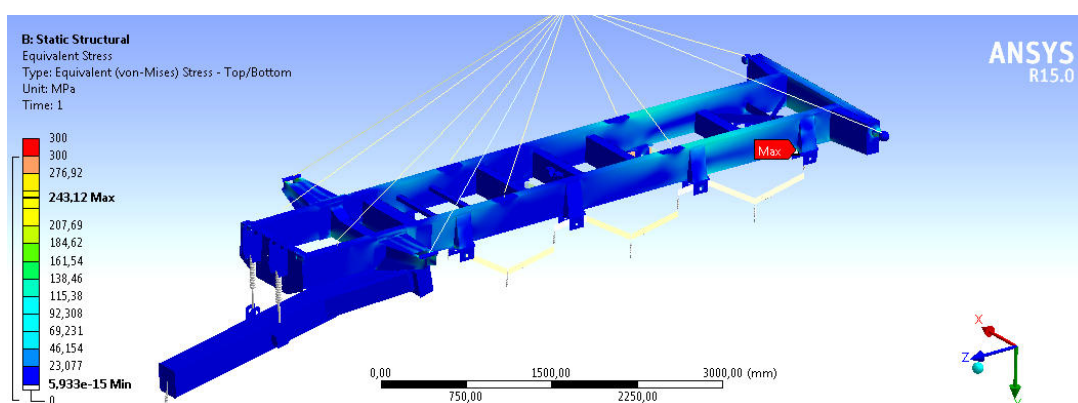
Obr. 66 Zatížení navrhnuté oje

9 VYHODNOCENÍ PEVNOSTNÍ ANALÝZY UPRAVENÉ KONSTRUKCE

Obdobně jako v kapitole 5 je upravená konstrukce vystavena 10 zátěžným stavům. Jako referenční hodnota byla zvolena hodnota návrhové pevnosti (300 MPa) pro vysypání a hodnota návrhové pevnosti se zohledněním dynamického součinitele (200 MPa) pro přepravní zátěžné stavy (průjezd zatáčkou, akcelerace atd.). Napětí, které tuto hranici překročí, je zobrazeno červenou barvou. Stav napjatosti je určen podle teorie HMM, což odpovídá redukovanému napětí von Mises. Měřítko deformace je pro všechny výsledky zátěžných stavů voleno 5:1. Okrajové podmínky jsou totožné jako v kapitole 6.

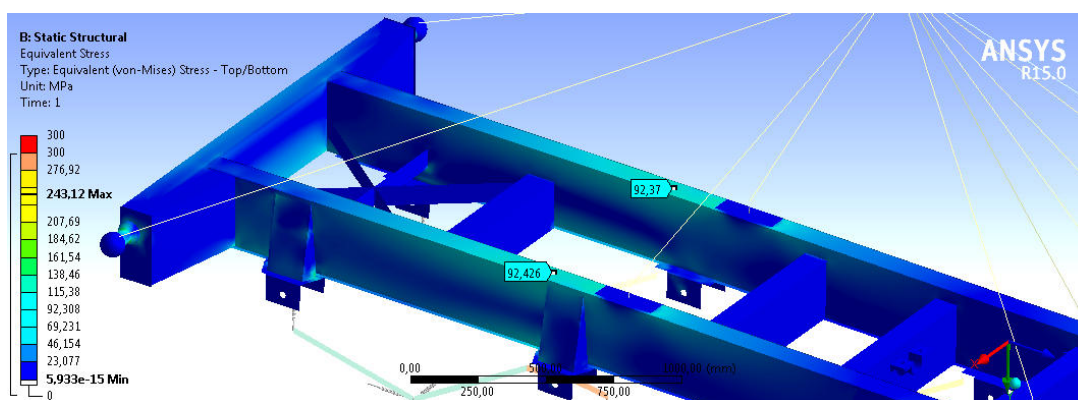
9.1 STOJÍCÍ NÁVĚS

Na návěs opět působí pouze vlastní tíha rámu, nástavby a nákladu. Výsledek pevnostní analýzy upravené konstrukce při zátěžném stavu stojící návěs je zobrazen na obrázku 67.



Obr. 67 Průběh napjatosti dle teorie HMM, stojící návěs - upravená konstrukce, maximální napětí 243,12 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Z výsledku je patrné, že oproti původní konstrukci, je napětí rozloženo napříč celou konstrukcí. Ve výpočtu vzniklo špičkové napětí v místě napojení poslední výztuhy nápravy a podélné pásnice pod hlavním nosníkem. Toto vzniklé napětí je způsobeno bodovým kontaktem, který vznikl při vytváření skořepiny. Toto špičkové napětí se vyskytuje i při následujících zátěžných stavech a jeho zdůvodnění je identické, z tohoto důvodu se k tomuto místu nemusíme nadále vyjadřovat. Na obrázku 68 je uveden detail tohoto zátěžného stavu.

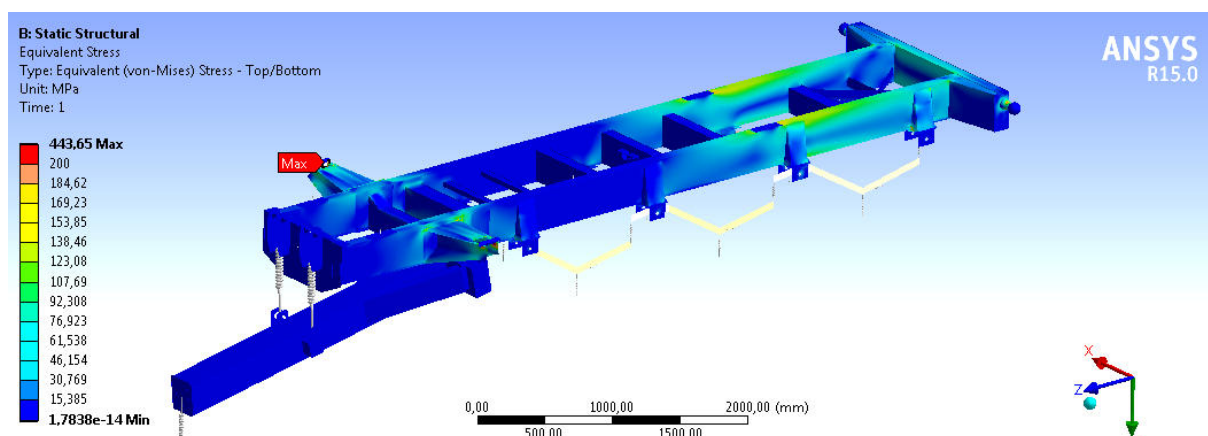


Obr. 68 Oblast s nejvyšším napětím, stojící návěs - upravená konstrukce, maximální napětí 243,12 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální napětí v rámu návěsu nepřesahuje hodnotou 100 MPa, tedy ani hodnotu návrhové pevnosti - **vyhovuje**.

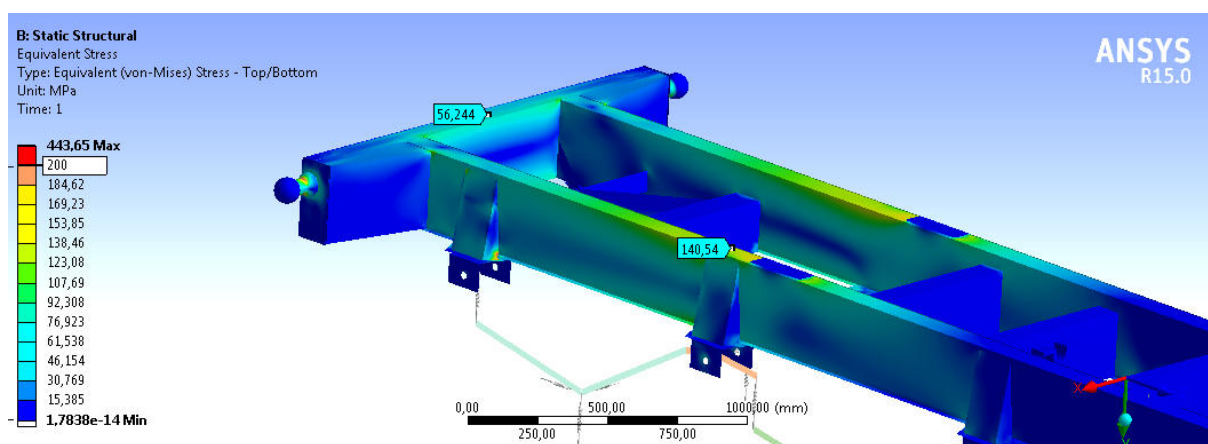
9.2 AKCELERACE

Návěs je kromě gravitačního zrychlení ještě zatížen zrychlením cca 5 m/s^2 , které je vyvolané tažným prostředkem. Rozložení napětí v konstrukci rámu při tomto zátěžném stavu je uvedeno na obrázku 69.



Obr. 69 Průběh napjatosti dle teorie HMH, akcelerace - upravená konstrukce, maximální napětí 443,65 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1

Největší napětí vzniká v místě uložení nástavby na předních úložných ložiscích. Přesněji mezi konzolí uložení nástavby a samotnou trubkou, do které zapadá protikus nástavby. Toto napětí je špičkové, vzniká v místě ostrého rohu. Toto napětí se bude vyskytovat i v dalších zátěžných stavech, avšak jedná si vždy o singularitu. Nejvyšší adekvátní napětí (140 MPa) při zátěžném stavu akcelerace vzniká v hlavním podélníku - v oblasti posledního silentbloku nástavby (obr. 70).

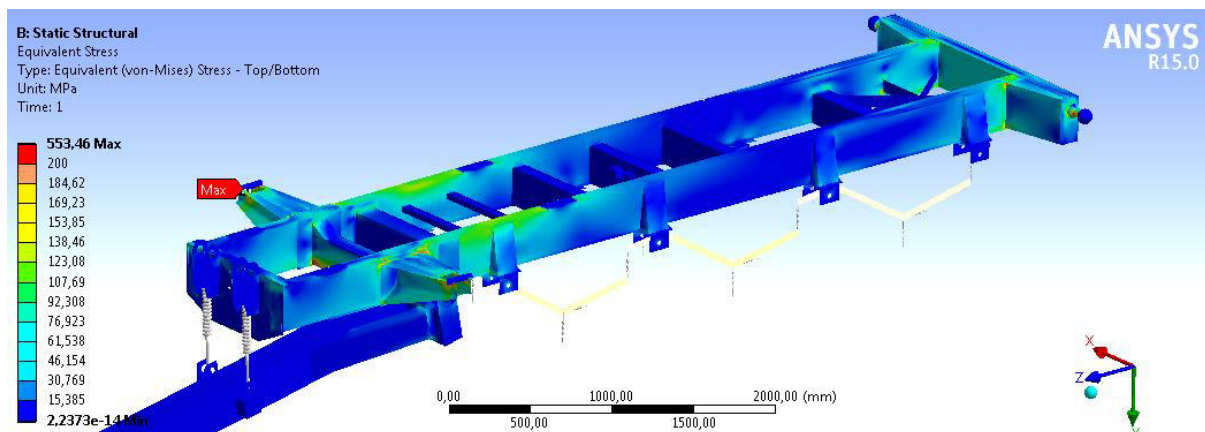


Obr. 70 Oblast s nejvyšším napětím, akcelerace - upravená konstrukce, maximální napětí 443,65MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota adekvátního napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti obsahující dynamický součinitel - **vyhovuje**.

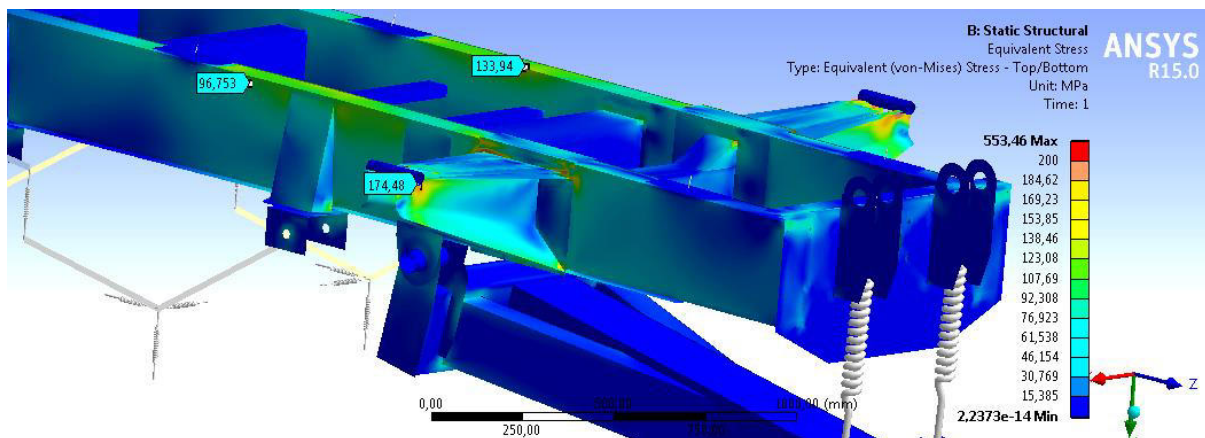
9.3 BRZDĚNÍ

Výsledky pevnostní analýzy upravené konstrukce - brzdění, jsou patrné z obrázku 71.



Obr. 71 Průběh napjatosti dle teorie HMM, brzdění - upravená konstrukce, maximální napětí 553,46 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1

Z barevné mapy lze určit, že nejvíce namáhaná oblast rámu je v konzole uložení předních ložisek výklopného mechanismu. Nejvyšší adekvátní napětí vzniká pod uložením trubky výklopného mechanismu a dosahuje hodnoty 175 MPa (obr. 72). Napětí v hlavním podélníku nepřesahuje hodnotu 135 MPa.

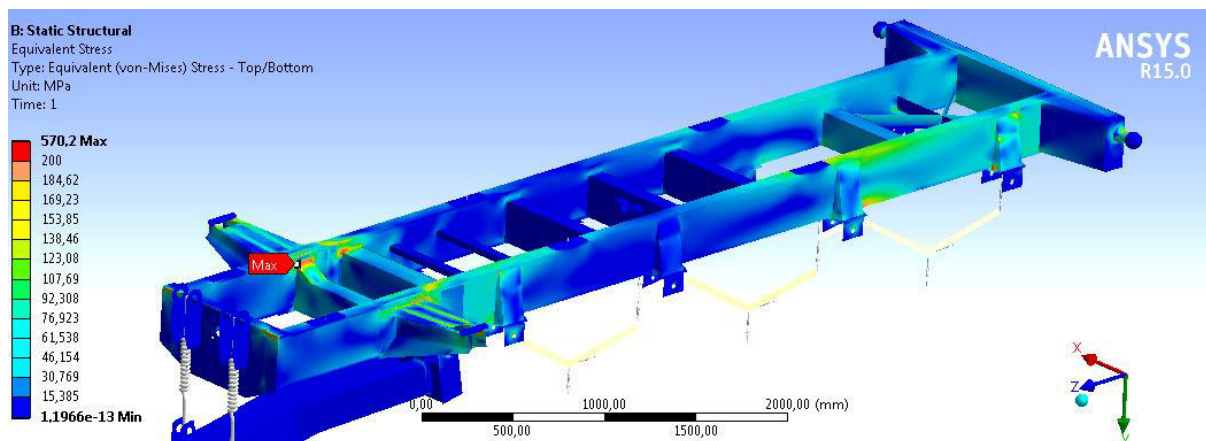


Obr. 72 Oblast s nejvyšším napětím, brzdění - upravená konstrukce, maximální napětí 553,46 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota adekvátního napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti obsahující dynamický součinitel - **vyhovuje**.

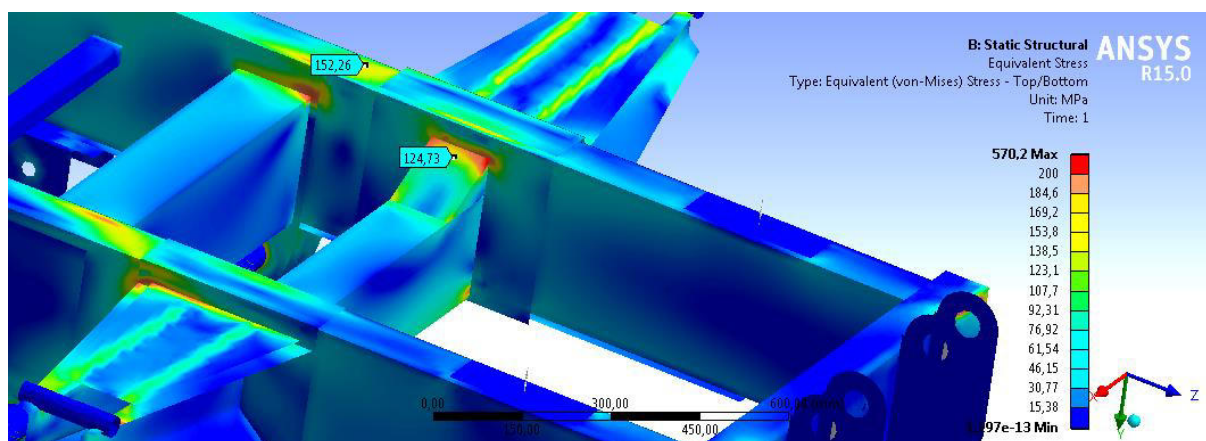
9.4 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Stejně jako při výpočtu napětí původní konstrukce, i zde simulujeme průjezd pravotočivé zatáčky (obr. 73). Zatížení je tedy přenášeno z pravé strany návěsu na levou. Při tomto zátěžném stavu je celý rám namáhán na krut.



Obr. 73 Průběh napjatosti dle teorie HMM, průjezd zatáčkou - upravená konstrukce, maximální napětí 570,2 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1

Nejvíce namáhaná oblast rámu při tomto zátěžném stavu je opět první a druhá příčka mezi konzolami předního výklopného mechanismu (obr. 74). Oproti původní konstrukci vykazuje upravená konstrukce lepší rozložení napětí napříč celou konstrukcí, zejména v zadní části návěsu, kde napětí nepřesahuje hodnotu cca 130 MPa.



Obr. 74 Oblast s nejvyšším napětím, průjezd zatáčkou - upravená konstrukce, maximální napětí 570.2 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1

Napětí v nové, zesílené konzole výklopného mechanismu dosahuje hodnoty cca 130 MPa. Napětí v hlavním podélném nosníku a první příčce dosahuje hodnoty cca 150 MPa (obr. 74).

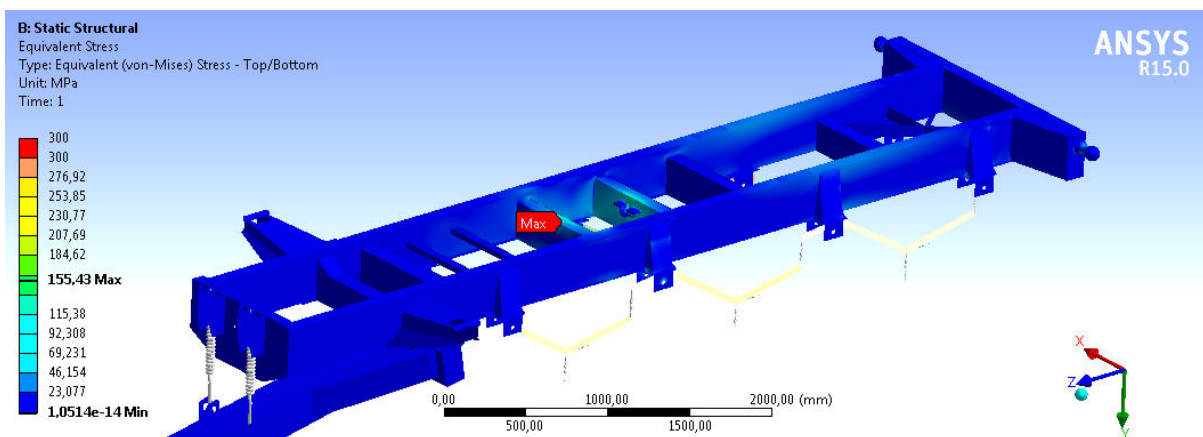
Maximální hodnota adekvátního napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti obsahující dynamický součinitel - **vyhovuje**.

9.5 VYSÝPÁNÍ DOZADU

Při vysýpání směrem dozadu je hmotnost nákladu a korby přenášena na návěs přes zadní úložná ložiska výklopného mechanismu a přes odlitky objímky PČHM. Opět předpokládáme, že náklad při vysýpání nezmění polohu těžiště.

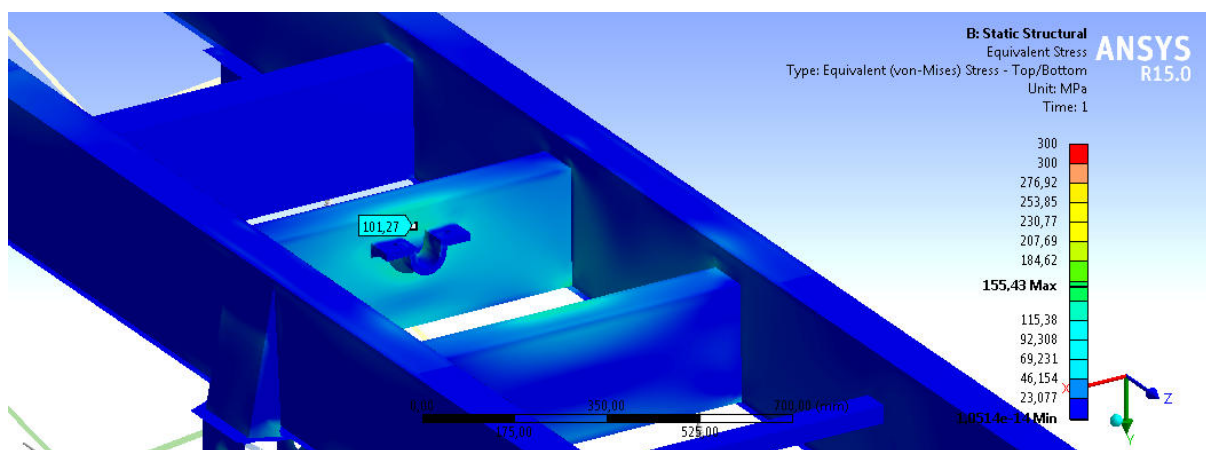
9.5.1 VYSÝPÁNÍ DOZADU – ÚHEL NÁSTAVBY 0°

Při vysýpání dozadu je zejména při začátku vysýpání většina zatížení od nástavby a nákladu přenášena právě přes PČHM (obr. 75).



Obr. 75 Průběh napjatosti dle teorie HMM, vysýpání dozadu – úhel nástavby 0° - upravená konstrukce, maximální napětí 155,43 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Špičkové napětí vznikající v rohu odlitku objímky PH dosahuje hodnoty cca 155 MPa. Adekvátní napětí vznikající při tomto zátěžném stavu dosahuje hodnoty cca 120 MPa (obr. 76).

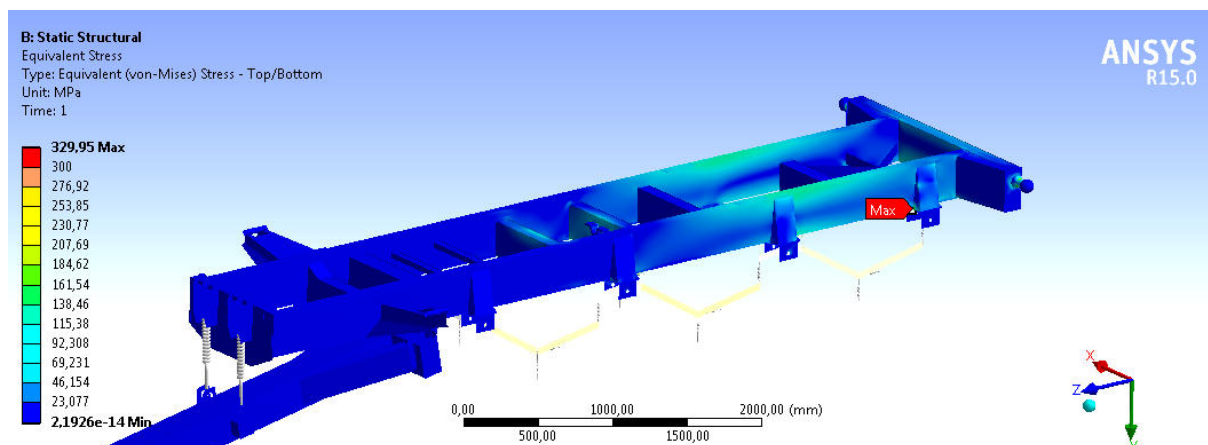


Obr. 76 Oblast s nejvyšším napětím, vysýpání dozadu – úhel nástavby 0° - upravená konstrukce, maximální napětí 155,43 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota adekvátního napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti - **vyhovuje**.

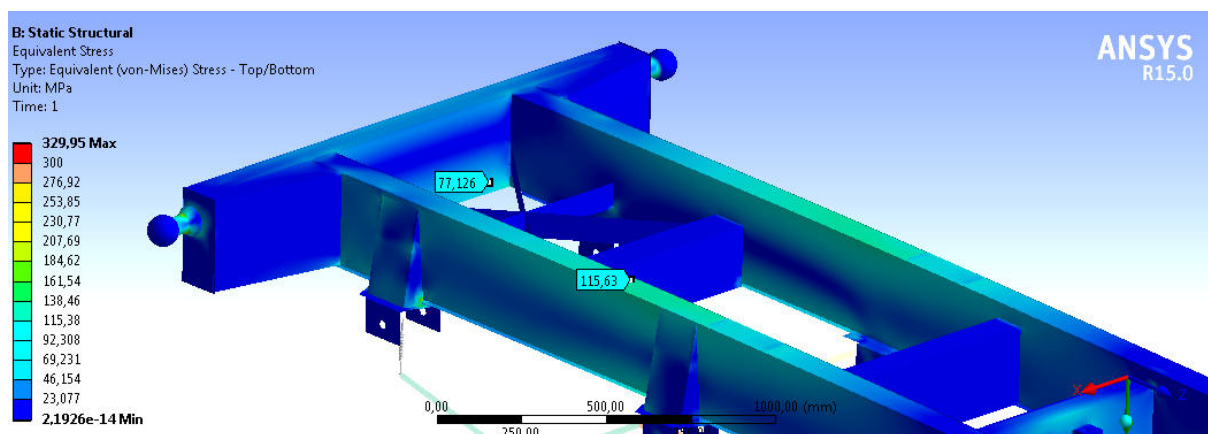
9.5.2 VYSÝPÁNÍ DOZADU - ÚHEL NÁSTAVBY 25°

Při vysýpání dozadu v poloze nastavby 25 ° vůči rovině rámu leží těžiště náhrady nastavby a nákladu zhruba v polovině vzdálenosti mezi PČHM a zadními úložnými body výklopného mechanismu.



Obr. 77 Průběh napjatosti dle teorie HMM, vysýpání dozadu – úhel nastavby 25 ° - upravená konstrukce, maximální napětí 329,95 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Výsledky pevnostní analýzy při zátěžném stavu – vysýpání dozadu, jsou z velké části identické. Jedinou zásadní změnou je rozložení napětí v posledním hlavním příčniku - v desce mezi hlavním příčником a ložiskem výklopného mechanismu. V této oblasti vysoké napětí prakticky zaniklo, lze předpokládat, že toto napětí bylo způsobeno nevhodným napojením desky zadního příčniku a výztuhy zadního příčniku. Napětí v hlavním podélníku nepřesahuje hodnotu 120 MPa (obr. 78).

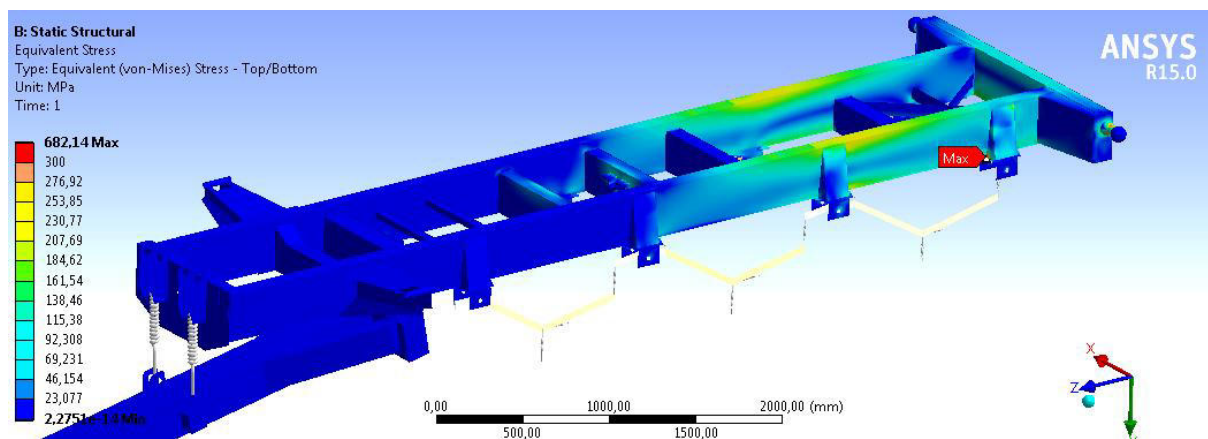


Obr. 78 Oblast s nejvyšším napětím, vysýpání dozadu – úhel nastavby 25 ° - upravená konstrukce, maximální napětí 329,95 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota adekvátního napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti - **vyhovuje**.

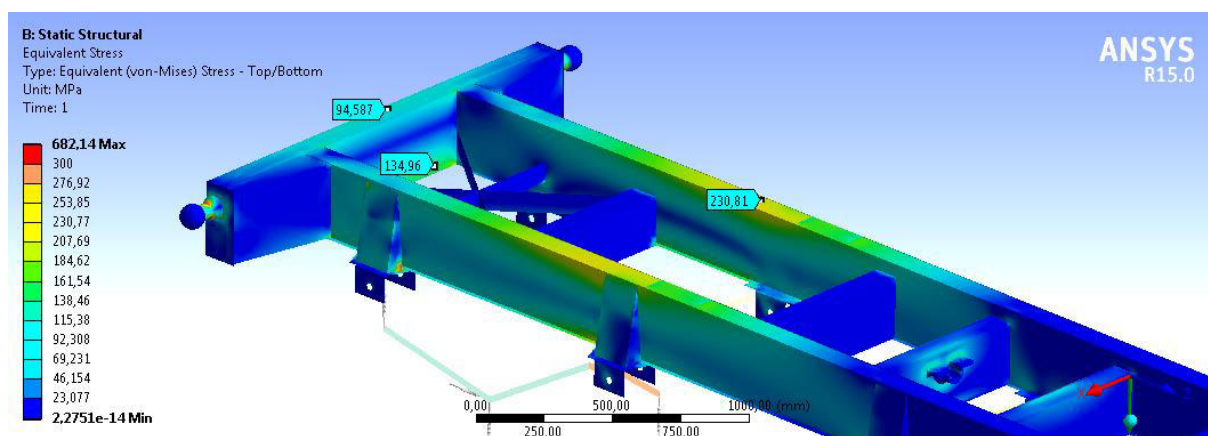
9.5.3 VYSÝPÁNÍ DOZADU – ÚHEL NÁSTAVBY 50°

Při vysýpání dozadu v poloze nastavby 50 ° vůči rovině rámu leží těžiště náhrady nastavby a nákladu cca 500 mm od zadního hlavního příčnicku. Tudiž, velká část zatížení je přenášena pouze přes zadní ložiska výklopného mechanismu (obr. 79).



Obr. 79 Průběh napjatosti dle teorie HMM, vysýpání dozadu – úhel nastavby 50 ° - upravená konstrukce, maximální napětí 682,14 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota napětí dosahuje hodnoty cca 231 MPa v oblasti zhruba 1 000 mm od zadního hlavního příčnicku v hlavním podélném nosníku (obr. 80). Napětí v zadním hlavním příčnicku, který je namáhán zejména na ohyb, nepřesahuje hodnotu 135 MPa.



Obr. 80 Oblast s nejvyšším napětím, vysýpání dozadu – úhel nastavby 50 ° - upravená konstrukce, maximální napětí 682,14 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

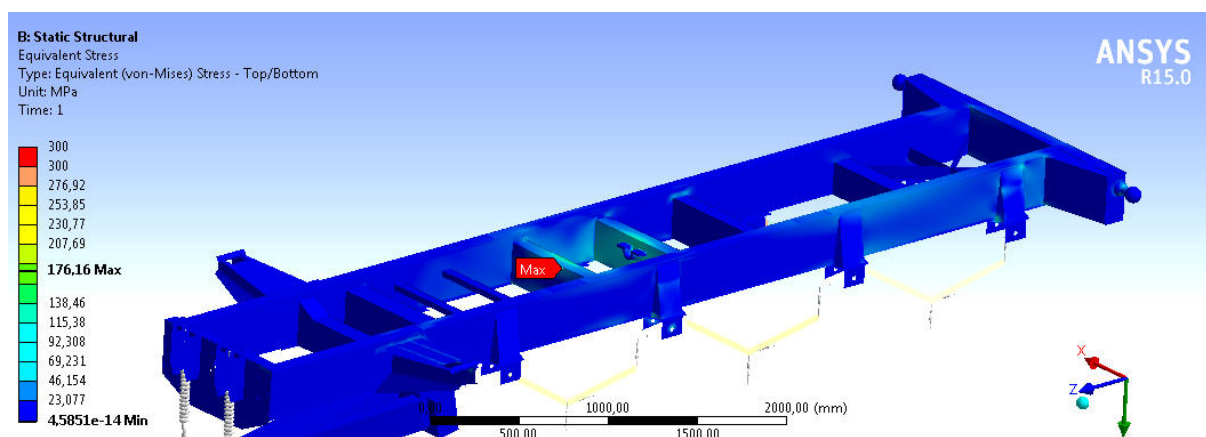
Maximální hodnota adekvátního napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti - **vyhovuje**.

9.6 VYSÝPÁNÍ DO BOKU

Při vysýpání směrem do boku je hmotnost nákladu a nástavby přenášena na návěs přes boční úložné ložiska výklopného mechanismu a přes odlitky objímky PČHM. Opět předpokládáme, že náklad při vysýpání nezmění polohu těžiště.

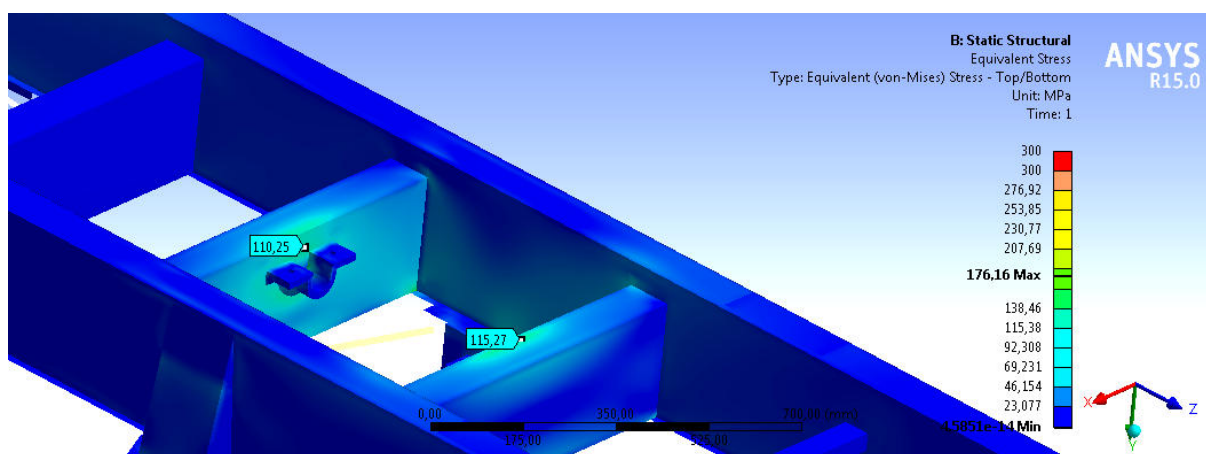
9.6.1 VYSÝPÁNÍ DO BOKU – ÚHEL NÁSTAVBY 0 °

Obdobně jako v zátěžném stavu vysýpání dozadu při poloze nástavby 0 ° vůči rovině rámu, je většina zatížení přenášena přes objímky PČHM (obr. 81).



Obr. 81 Průběh napjatosti dle teorie HMM, vysýpání do boku – úhel nástavby 0 ° - upravená konstrukce, maximální napětí 176,16 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Adekvátní napětí vznikající při tomto zátěžném stavu dosahuje hodnoty cca 115 MPa (obr. 82).

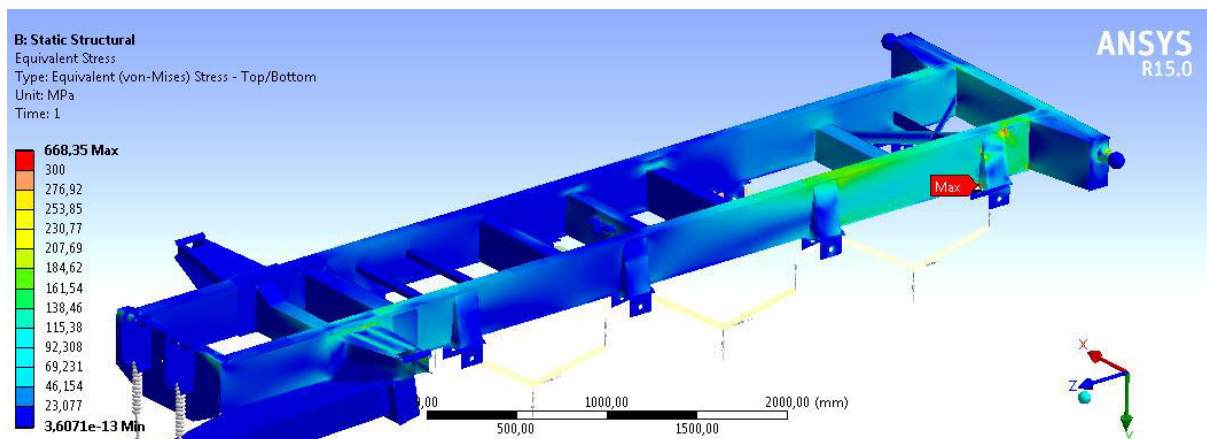


Obr. 82 Oblast s nejvyšším napětím, vysýpání do boku – úhel nástavby 0 ° - upravená konstrukce, maximální napětí 176,16 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota adekvátního napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti - **vyhovuje**.

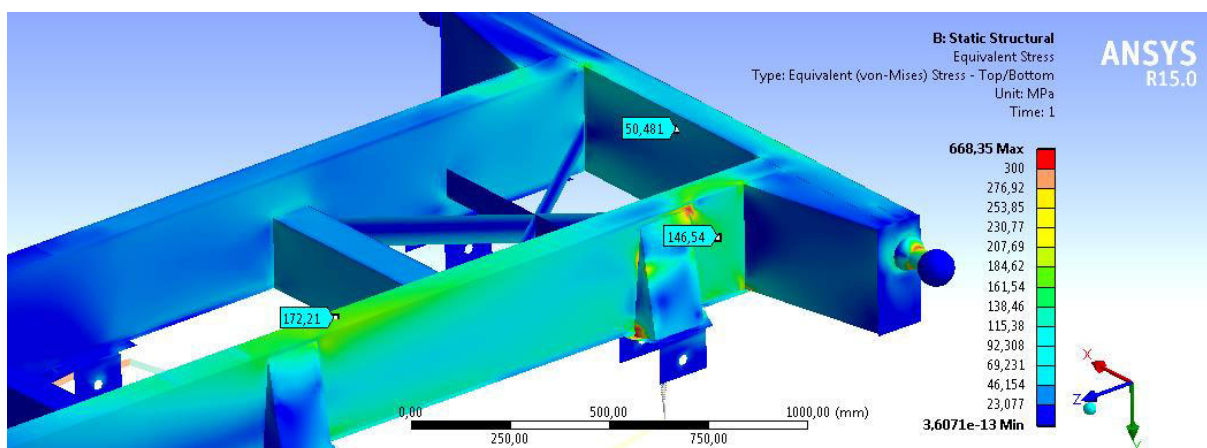
9.6.2 VYSÝPÁNÍ DO BOKU – ÚHEL NÁSTAVBY 22,5 °

Napětí při vysýpání do boku – úhel nastavby 22,5 ° je uvedeno na obrázku 83. Velká část zatížení je přenášena na konstrukci pouze přes boční ložiska výklopného mechanismu.



Obr. 83 Průběh napjatosti dle teorie HMM, vysýpání do boku – úhel nastavby 22,5 ° - upravená konstrukce, maximální napětí 668,35 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Nejvíce namáhaná místa konstrukce jsou příčníky mezi předními konzolami výklopného mechanismu, hlavním podélníkem a hlavním zadním příčnícem. Napětí v příčnicích mezi konzolami dosahuje hodnoty 180 MPa. Napětí v hlavním podélním příčnících dosahuje napětí cca 172 MPa (obr. 84).

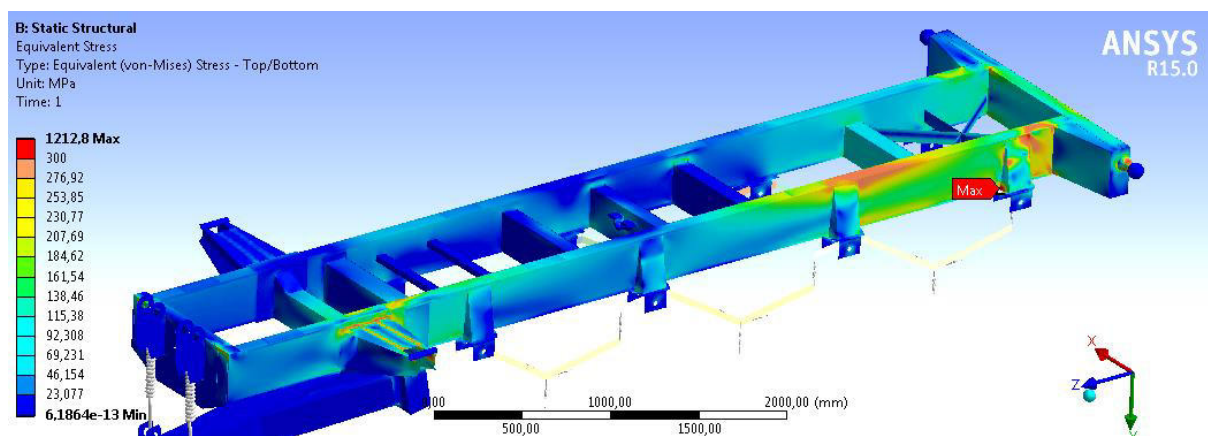


Obr. 84 Oblast s nejvyšším napětím, vysýpání do boku – úhel nastavby 22,5 ° - upravená konstrukce, maximální napětí 668,35 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota adekvátního napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti - **vyhovuje**.

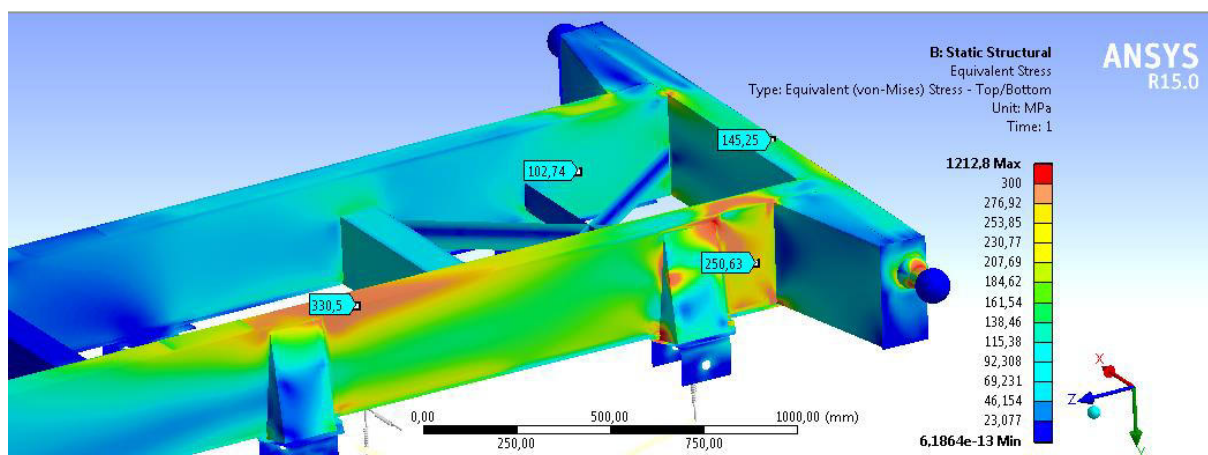
9.6.3 VYSÝPÁNÍ DO BOKU – ÚHEL NÁSTAVBY 45 °

Při vysýpání do boku v poloze nástavby 45 ° vůči rovině rámu leží těžiště náhrady nástavby a nákladu cca 400 mm od bočních úložných bodů vně rámu. Jak už bylo uvedeno, tento stav je přijímán pouze jako informativní z důvodu nemožnosti reálně takového stavu dosáhnout. Průběh napětí při tomto stavu je patrný z obrázku 85.



Obr. 85 Průběh napjatosti dle teorie HMM, vysýpání do boku – úhel nástavby 45 ° - upravená konstrukce, maximální napětí 1 212,8 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

Napětí přesahující hodnotu návrhové pevnosti se vyskytuje hned v několika oblastech. Velikost napětí je nevyhovující už v základním nosném prvku - hlavní podélní nosník (obr. 86).



Obr. 86 Oblast s nejvyšším napětím, vysýpání do boku – úhel nástavby 45 ° - upravená konstrukce, maximální napětí 1212,8 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1

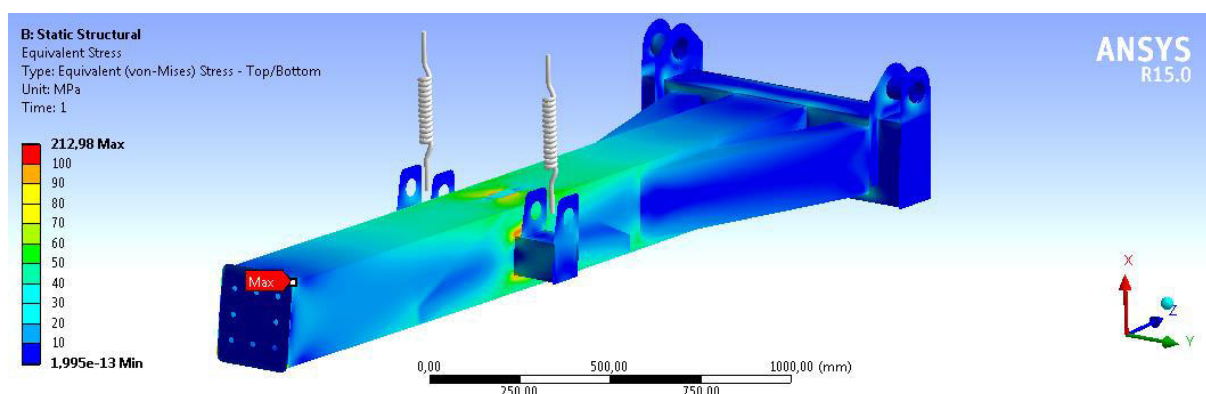
Maximální hodnota adekvátního napětí přesahuje hodnotu návrhové pevnosti - **nevyhovuje**.

9.7 PEVNOSTNÍ ANALÝZA NAVRŽENÉ OJE

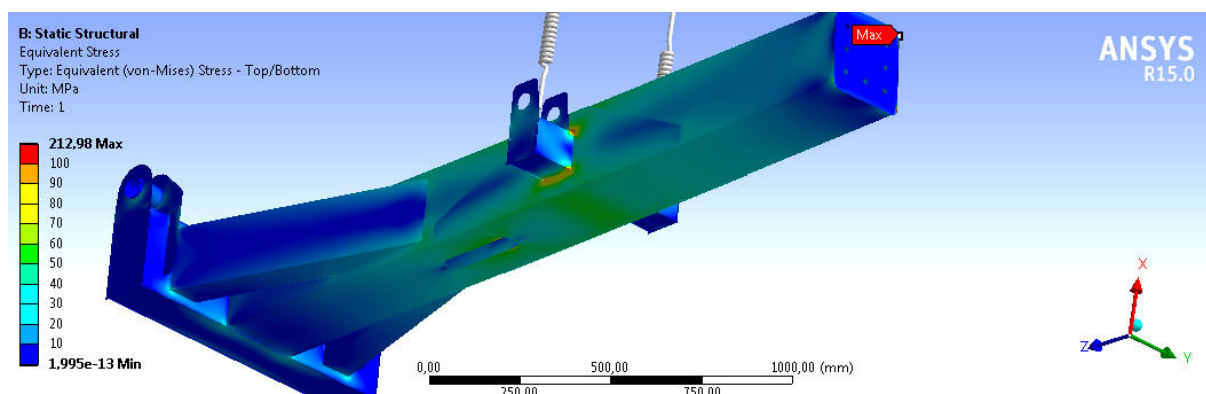
Pevnostní analýza navržené oje je provedena ve dvou zátěžných stavech. Při prvním zátěžném stavu působí na navrženou oj gravitační zrychlení a zatížení od tažného prostředku. Při druhém zátěžném stavu působí na navrženou oj gravitační zrychlení, zatížení od tažného prostředku a boční síla. Měřítko deformace je opět voleno 5:1.

9.7.1 1. ZÁTĚŽNÝ STAV

Při výpočtu vzniká špičkové napětí v rohu mezi hlavním nosníkem oje a přírubou tažné koule. Toto napětí je nereálné. Adekvátní napětí vzniká v místě uložení PČHM a jeho hodnota nepřesahuje 100 MPa (obr. 87 a obr. 88).



Obr. 87 Průběh napjatosti dle teorie HMM, 1. zátěžný stav – upravená konstrukce oje_1, maximální napětí 212,95 MPa, stupnice napjatosti 100 MPa, měřítko deformace 5:1

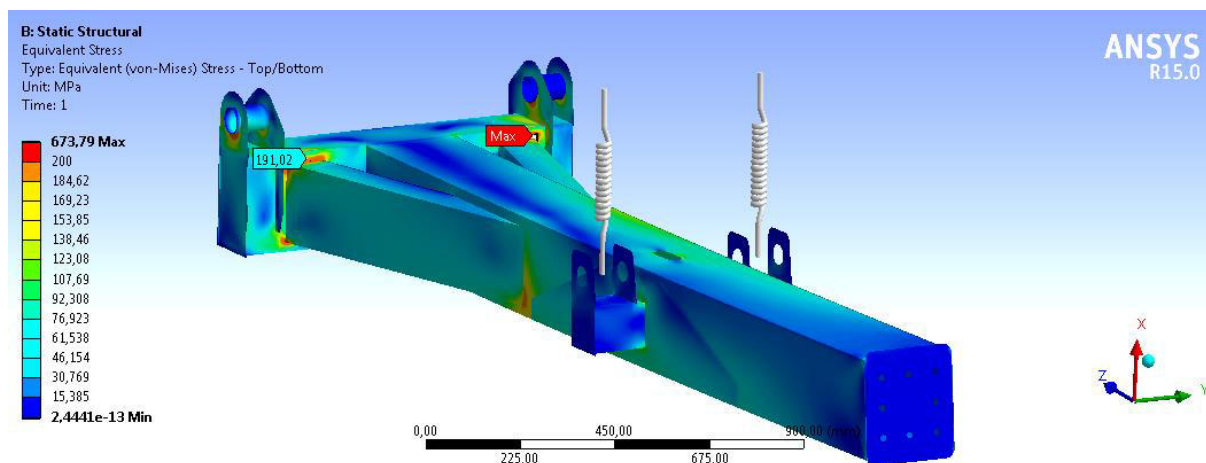


Obr. 88 Průběh napjatosti dle teorie HMM, 1. zátěžný stav – upravená konstrukce oje_2, maximální napětí 212,98 MPa, stupnice napjatosti 100 MPa, měřítko deformace 5:1

Maximální hodnota adekvátního napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti - **vyhovuje**.

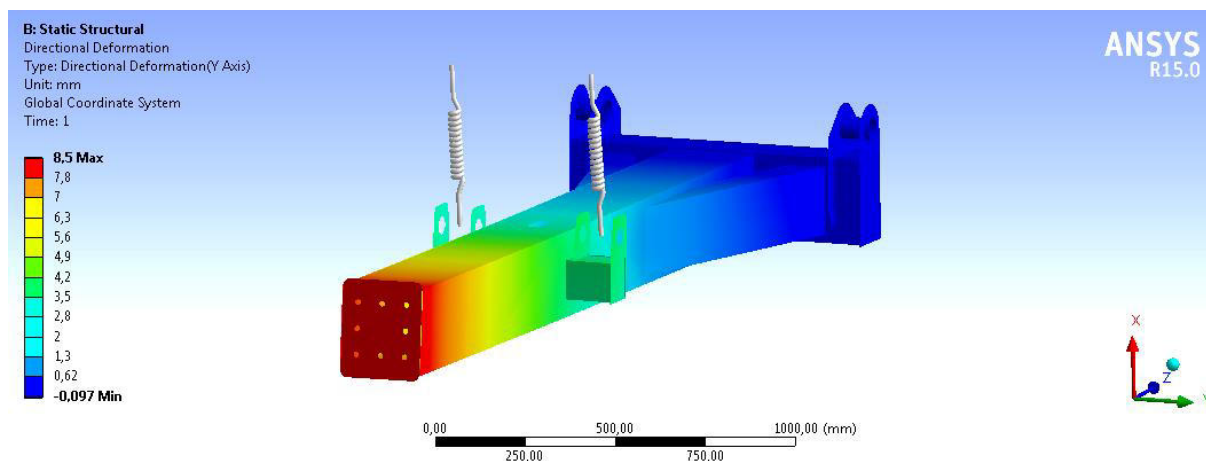
9.7.2 2. ZÁTĚŽNÝ STAV

Při tomto zátěžném stavu působí na navrženou oj i boční síla. V místě napojení výztuh na hlavní příčník oje vzniká v ostrém přechodu špičkové napětí. Velikost adekvátního napětí vzniká v příčníku oje, toto napětí dosahuje hodnoty napětí cca 191 MPa (obr. 89).



Obr. 89 Průběh napjatosti dle teorie HMM, 2. zátěžný stav – upravená konstrukce oje, maximální napětí 673,79 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1

Vzhledem ke směru působení boční síly je vypočtena i deformace navržené oje. Jelikož jsou pružiny představující náhradu PČHM odpružení oje kolmé na zatěžující boční sílu, nedostáváme zkreslené informace o deformaci ve směru osy y. Měřítko deformace je opět 5:1. Deformace navržené oje je patrná z obrázku 90.



Obr. 90 Průběh deformace, 2. zátěžný stav – upravená konstrukce oje, maximální deformace 8,5 mm, stupnice deformace 8,5 mm, měřítko deformace 5:1

Maximální deformace navržené oje dosahuje hodnoty 8,5 mm v místě příruby přípojné koule.

Maximální hodnota adekvátního napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti - **vyhovuje**.

ZÁVĚR

Předmětem této diplomové práce je pomocí MKP provést pevnostní analýzu zemědělského návěsu Mega 25. Na základě pevnostní analýzy určit kritická místa a následně navrhnout konstrukční úpravy. Tento přívěs je již delší dobu vyráběn firmou ZDT Nové Veselí.

Z poskytnuté výkresové dokumentace výrobcem byl vytvořen model, který následně podléhá pevnostní analýze. Z důvodu zejména navýšení maximální povolené hmotnosti ze stávajících 25 000 kg na 27 000 kg konstrukce nevyhovuje všem zátěžovým stavům. Je důležité si uvědomit, že hodnotící kritéria jsou poměrně přísná, a při běžném provozu jich prakticky nelze dosáhnout. Mám na mysli například brzdné zpomalení, kde je zatěžující hodnota $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Této hodnoty v provozu nebude prakticky nikdy dosaženo, z důvodu nemožnosti přenést brzdnou sílu z pneumatik na vozovku v takové míře. Z výše uvedeného vyplývá, že všechny navržené změny nemusejí být tak markantní.

Obsahem diplomové práce je i návrh nové oje. Nová oj vychází z původní konstrukce oje, především co se týče rozměrů, nastavitelné výšky přípojného zařízení atd. Navržená oj je uložena na dvojici čepů $\varnothing 50 \text{ mm}$. Navržené čepy byly zkontrolovány na stříh a otláčení. Nově navržená oj je odpružená pomocí dvojice přímočarých hydromotorů, přičemž byly zvoleny přímočaré hydromotory dvojjinné. Přímočaré hydromotory byly zkontrolovány na vzpěr a rychlost pohybu. Odpružení je realizováno dvojicí membránových akumulátorů. Návrh obsahuje také hydraulický okruh zapojení. Navržená oj splňuje všechny hodnotící kritéria.

Upravený rám návěsu vyhovuje všem zátěžným stavům kromě vysypání do boku při poloze nástavby vůči rámu 45° . Při tomto stavu se nachází těžiště nákladu a nástavby cca 400 mm vně úložných bodů. Pokud by k takovému stavu došlo, návěs by byl s velkou pravděpodobností převržen. Z tohoto a mnoha jiných důvodů uvedených v předešlém textu, si dovoluji tento zátěžný stav zanedbat. Proto si trávím tvrdit, že navržené změny – potažmo nově navržená konstrukce plní spolehlivě svoji funkci při všech reálných zátěžných stavech.

Pro získání výsledků, které odpovídají skutečnosti, je zapotřebí výpočtový model popsat co největším množstvím známých veličin jednotlivých součástí modelu a vnějších okolností, které se na vzniklém zatížení podílí. Ve výpočtovém modelu bylo zahrnuto několik zásadních zjednodušení. Jako příklad lze uvést náhradu parabolických pružin, kterým byl přiřazen lineární charakter tuhosti. Přičemž tuhost parabolické pružiny je silně nelineární. Na základě těchto skutečností dochází ke zkreslení výsledků. Problém spočívá v určení, v kterých případech můžeme chybu tolerovat, a v kterých již nikoli.

Na navržené změny v konstrukci navazuje vypracovaná vybraná výkresová dokumentace, která je přiložena ve vložené příloze diplomové práce. Tato práce obsahuje i kompletní sestavu upravené konstrukce nosiče nástaveb.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ZDT Nové Veselí [online]. Nové Veselí: © ZDT, 2016 [cit. 2016-12-03]. Dostupné z: <http://www.zdt.cz/>
- [2] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [3] OTAKAR SYROVÝ A KOLEKTIV. *Doprava v zemědělství*. Praha: Profi Press, 2008. ISBN 978-808-6726-304.
- [4] BAUER, František. *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.
- [5] Katalogový list MEGA25 Vanová korba dvoustranná. ZDT Nové Veselí [online]. [cit. 2017-03-03]. Dostupné z: http://www.zdt.cz/documents/MEGA25_VANOVA_KORBA_2_STR_CZ-1.pdf
- [6] PTÁČEK, Petr a Aleš KAPLÁNEK. *Přeprava nákladu v silniční nákladní dopravě*. Brno: CERM, 2002. ISBN 80-720-4257-2.
- [7] ADR mechanical suspension. *Adraxles* [online]. [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: <http://www.adraxles.com/EN/res/309/ADR---Mechanical-Suspensions-Tandem-Tridem---Catalogue.pdf>
- [8] Mitas - agro catalogue. *Mitas - tyres* [online]. [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: http://www.mitas-tyres.com/underwood/download/files/m7_mit_agro_catalogue-14th_2016-2017_a5_cz_v05.pdf
- [9] ADR Group - Equipment. *Colaert-essieux* [online]. [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: <http://www.colas-essieux.fr/PDF/COLAERT-ESSIEUX-GENERAL-CATALOGUE.pdf>
- [10] Katalogový list Fendt 900. *Agromex* [online]. [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: http://www.agromex.cz/files/uploads/Prospekty/Fendt/900Vario_08_2015_CZ_Web.pdf
- [11] Česká technická norma: ČSN EN 1993-1-1. *Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí – Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby*. Praha: Český normalizační institut, 2006. 95 s.
- [12] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 2. Dopln. Vyd. Úvaly: Albra, 2005. 907 s. ISBN 80-7361-011-6.
- [13] PIVOŇKA, Josef. *Tekutiny a mechanismy*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1987.
- [14] BAUER, Wolfgang. *Hydropneumatic suspension systems*. New York: Springer, 2011. ISBN 978-3-642-15146-0.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | | |
|-----------------|-----------------------------|--|
| a_B | $[m \cdot s^{-2}]$ | Brzdné zrychlení |
| a_p | $[m \cdot s^{-2}]$ | Dostředivé zrychlení |
| b | $[mm]$ | Šířka listů pružiny |
| b_n | $[mm]$ | Střední šířka nástavby |
| b_p | $[N \cdot s \cdot mm^{-1}]$ | Tlumení pneumatiky |
| b_{pt} | $[N \cdot s \cdot mm^{-1}]$ | Tlumení pneumatiky tažného prostředku |
| $d_{\check{c}}$ | $[mm]$ | Průměr čepu oje |
| D_p | $[mm]$ | Průměr pístu |
| d_p | $[mm]$ | Průměr pístnice |
| E | $[MPa]$ | Modul pružnosti v tahu oceli |
| F | $[N]$ | Maximální zatížení pružiny |
| F_D | $[N]$ | Brzdná síla |
| f_D | $[MPa]$ | Dovolené napětí obsahující dynamický součinitel |
| F_{mzo} | $[N]$ | Maximální zatěžující síla oje |
| F_p | $[N]$ | Síla v místě uložení PČHM |
| F_{pd} | $[N]$ | Síla v místě uložení PČHM se zohledněním dynamického součinitele |
| F_{pd2} | $[N]$ | Síla při zasouvání pístnice PČHM |
| f_{yd} | $[MPa]$ | Návrhová pevnost oceli z meze kluzu |
| F_z | $[N]$ | Výsledná zatěžující síla oje |
| g | $[m \cdot s^{-2}]$ | Gravitační zrychlení |
| J | $[m^4]$ | Kvadratický moment |
| k_{lp} | $[N \cdot mm^{-1}]$ | Tuhost pružiny nahrazující listové půlpero |
| k_{bs} | $[N \cdot mm^{-1}]$ | Tuhost pružiny pro boční a směrové vedení |
| k_D | $[-]$ | Dynamický součinitel |
| k_{hp} | $[N \cdot mm^{-1}]$ | Tuhost hydropneumatického odpružení oje |
| k_n | $[N \cdot mm^{-1}]$ | Tuhost pružiny nahrazující parabolické odpružení nápravy |
| k_p | $[N \cdot mm^{-1}]$ | Tuhost pružiny nahrazující pneumatiky |
| k_{pt} | $[N \cdot mm^{-1}]$ | Tuhost pružiny nahrazující pneumatiky tažného prostředku |
| L | $[mm]$ | Funkční délka listové pružiny |
| l_n | $[mm]$ | Délka nástavby |
| l_{red} | $[m]$ | Délka pístní tyče s ohledem na uložení pístnice |
| l_t | $[mm]$ | Délka tahu (zdvihu) |

| | | |
|-----------|------------------------|---|
| l_v | [mm] | Délka hydraulického válce |
| m | [kg] | Hmotnost vozidla s plně naloženou nástavbou |
| m_n | [kg] | Hmotnostní kapacita nápravy |
| $m_{nás}$ | [kg] | Hmotnost nástavby |
| m_p | [kg] | Maximální zatížení pneumatiky při předepsaném tlaku a rychlosti |
| m_{pt} | [kg] | Maximální zatížení pneumatiky při předepsaném tlaku a rychlosti |
| $m_{už}$ | [kg] | Užitečná povolená hmotnost |
| n | [–] | Celkový počet listů listové pružiny |
| n' | [–] | Počet extra přidavných listů listové pružiny plné délky |
| n_n | [–] | Počet parabolických pružících celků |
| n_p | [–] | Počet PČHM |
| P | [kW] | Výkon tažného prostředku |
| p_0 | [MPa] | Plnicí tlak akumulátoru |
| $PČHM$ | [–] | Přímočarý hydromotor |
| p_{dov} | [MPa] | Dovolený tlak na otlačení |
| p_p | [MPa] | Tlak v hydraulickém okruhu tažného prostředku |
| p_v | [MPa] | Tlak v otlačení |
| Q_1 | [l·min ⁻¹] | Průtok oleje |
| R | [m] | Poloměr zatáčky |
| R_e | [MPa] | Dolní mez kluzu |
| s | [mm] | Deformace pružiny |
| S_1 | [mm ²] | Obsah plochy pod pístem |
| S_2 | [mm ²] | Obsah plochy nad pístem |
| S_n | [m ²] | Půdorysný obsah nástavby |
| S_p | [m ²] | Obsah plochy pod pístem |
| t | [mm] | Tloušťka listů pružiny |
| t_s | [mm] | Šířka styku spojovaných součástí |
| v | [m·s ⁻¹] | Rychlost vozidla |
| V_{01} | [m ³] | Objem akumulátoru ve větvi nad píst |
| V_{02} | [m ³] | Objem akumulátoru ve větvi pod píst |
| v_1 | [m·s ⁻¹] | Rychlost vysouvání pístnice |
| v_2 | [m·s ⁻¹] | Rychlost zasouvání pístnice |
| v_p | [m·s ⁻¹] | rychlost pohybu pístnice |

| | | |
|---------------------------|-----------------------|---|
| v_t | [m·s ⁻¹] | Rychlost tažného prostředku |
| $Z_{\text{nák_pše}}$ | [mm] | Výška nákladu - pšenice |
| $Z_{\text{nák_sil}}$ | [mm] | Výška nákladu - kukuřice silážní |
| Z_t | [mm] | Výška těžiště nákladu a nástavby nad rovinou rámu |
| $Z_{t_{\text{nák_pše}}}$ | [mm] | Výška těžiště nákladu - pšenice |
| $Z_{t_{\text{nák_sil}}}$ | [mm] | Výška těžiště nákladu - kukuřice silážní |
| $Z_{t_{\text{nák+nás}}}$ | [mm] | Výška těžiště nákladu a nástavby |
| $Z_{t_{\text{nás}}}$ | [mm] | Výška těžiště nástavby nad podlahou nástavby |
| $Z_{t_{\text{nás}}}$ | [mm] | Výška těžiště nákladu |
| γ_m | [–] | Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu |
| Δl | [mm] | Rozdíl výšky nápravy v nezatíženém a zatížením stavu při plném zatížení |
| Δp | [Pa] | Tlaková ztráta proudu |
| λ | [–] | Štíhlostní poměr |
| λ_m | [–] | Mezní štíhlostní poměr |
| μ | [–] | Součinitel adheze |
| ρ | [kg·m ⁻³] | Objemová hustota |
| τ_s | [MPa] | Tlak v čepu |
| τ_{SD} | [MPa] | Dovolené napětí ve střihu |
| ψ | [–] | Tvarový součinitel |

SEZNAM PŘÍLOH

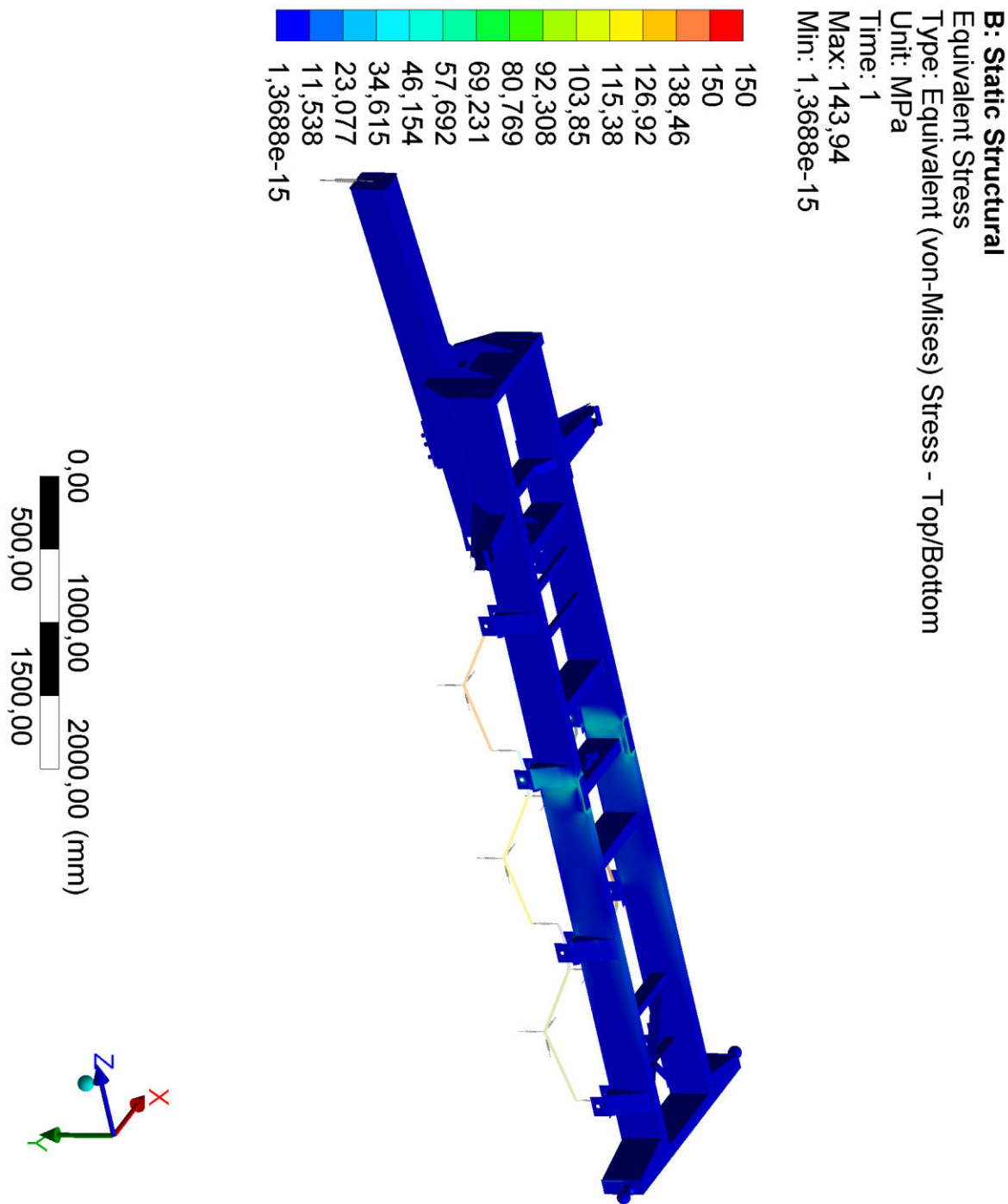
| | |
|--|-------|
| Příloha 1: Průběh napjatosti původní konstrukce – stojící návěs | i |
| Příloha 2: Průběh napjatosti původní konstrukce – akcelerace | ii |
| Příloha 3: Průběh napjatosti původní konstrukce – brzdění | iii |
| Příloha 4: Průběh napjatosti původní konstrukce – průjezd zatáčkou | iv |
| Příloha 5: Průběh napjatosti původní konstrukce – vysypání dozadu – úhel nastavby 0 ° | v |
| Příloha 6: Průběh napjatosti původní konstrukce – vysypání dozadu – úhel nastavby 25 ° | vi |
| Příloha 7: Průběh napjatosti původní konstrukce – vysypání dozadu – úhel nastavby 50 ° | vii |
| Příloha 8: Průběh napjatosti původní konstrukce – vysypání do boku – úhel nastavby 0 ° | viii |
| Příloha 9: Průběh napjatosti původní konstrukce – vysypání do boku – úhel nastavby 22,5 ° | ix |
| Příloha 10: Průběh napjatosti původní konstrukce – vysypání do boku – úhel nastavby 45 ° | x |
| Příloha 11: Průběh napjatosti navrhnuté konstrukce – stojící návěs | xi |
| Příloha 12: Průběh napjatosti navrhnuté konstrukce – akcelerace | xii |
| Příloha 13: Průběh napjatosti navrhnuté konstrukce – brzdění | xiii |
| Příloha 14: Průběh napjatosti navrhnuté konstrukce – průjezd zatáčkou | xiv |
| Příloha 15: Průběh napjatosti navrhnuté konstrukce – vysypání dozadu – úhel nastavby 0 ° | xv |
| Příloha 16: Průběh napjatosti navrhnuté konstrukce – vysypání dozadu – úhel nastavby 25 ° | xvi |
| Příloha 17: Průběh napjatosti navrhnuté konstrukce – vysypání dozadu – úhel nastavby 50 ° | xvii |
| Příloha 18: Průběh napjatosti navrhnuté konstrukce – vysypání do boku – úhel nastavby 0 ° | xviii |
| Příloha 19: Průběh napjatosti navrhnuté konstrukce – vysypání do boku – úhel nastavby 22,5 ° | xix |
| Příloha 20: Průběh napjatosti navrhnuté konstrukce – vysypání do boku – úhel nastavby 45 ° | xx |
| Příloha 21: Průběh napjatosti navrhnuté oje – 1. Zátěžný stav | xxi |
| Příloha 22: Průběh napjatosti navrhnuté oje – 2. Zátěžný stav | xxii |
| Příloha 23: Navrhnutá sestava návěsu ZDT Mega 25 | xxiii |

SEZNAM SAMOSTATNÝCH PŘÍLOH

| | |
|-------------------------|----------------|
| Katalogový list Mega 25 | NOSIČ NÁSTAVEB |
| Rám podvozku | 56A-01a_DPHT |
| Návrh oje | 55A-02-HYD ODP |
| Podložka držáku PČHM | 55A-03-01-01 |
| Výztuha oje | 55A-02-05 |

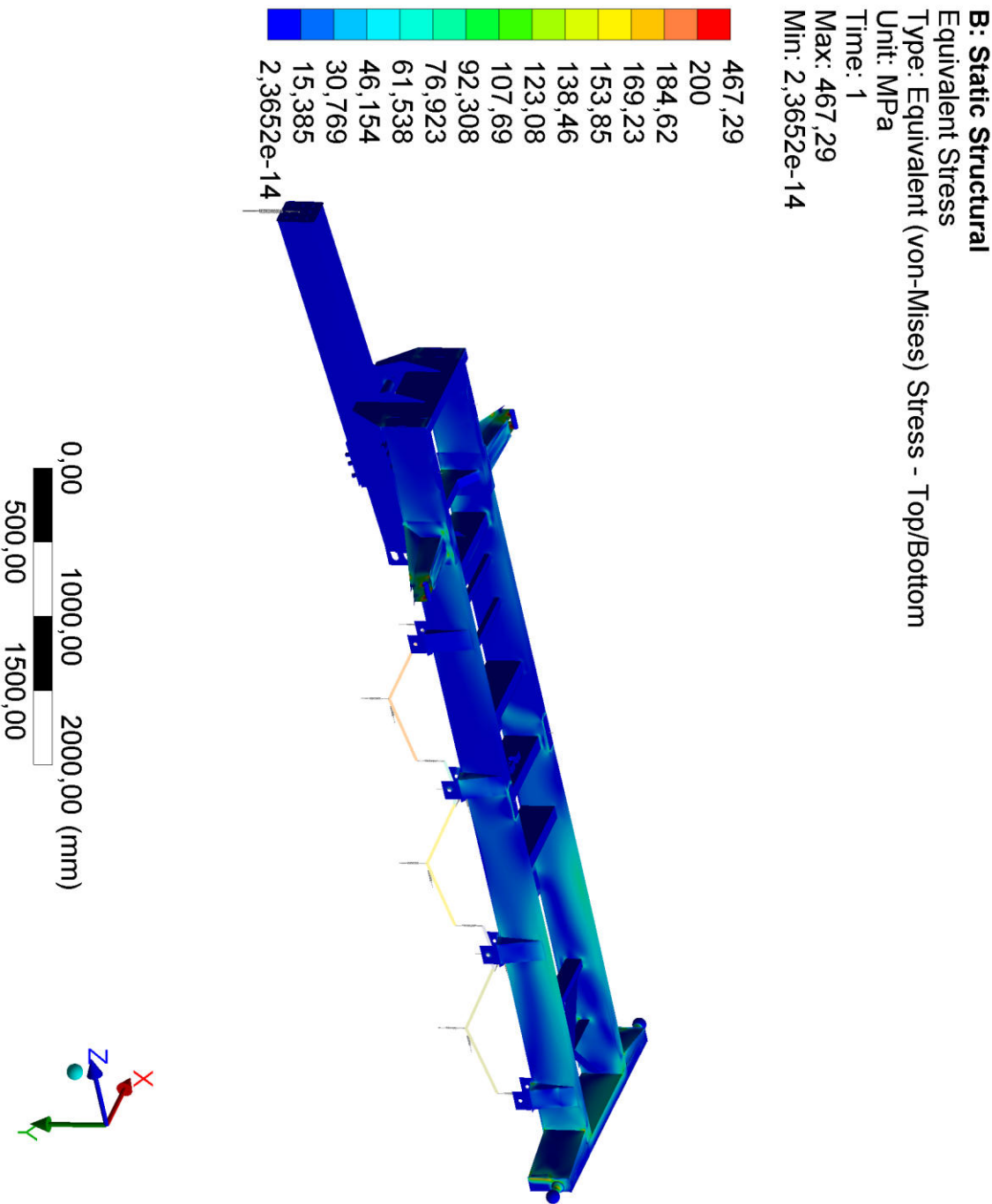
PŘÍLOHA 1: PRŮBĚH NAPJATOSTI PŮVODNÍ KONSTRUKCE – STOJÍCÍ NÁVĚŠ

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 143,94 MPa, stupnice napjatosti 150 MPa, měřítko deformace 5:1



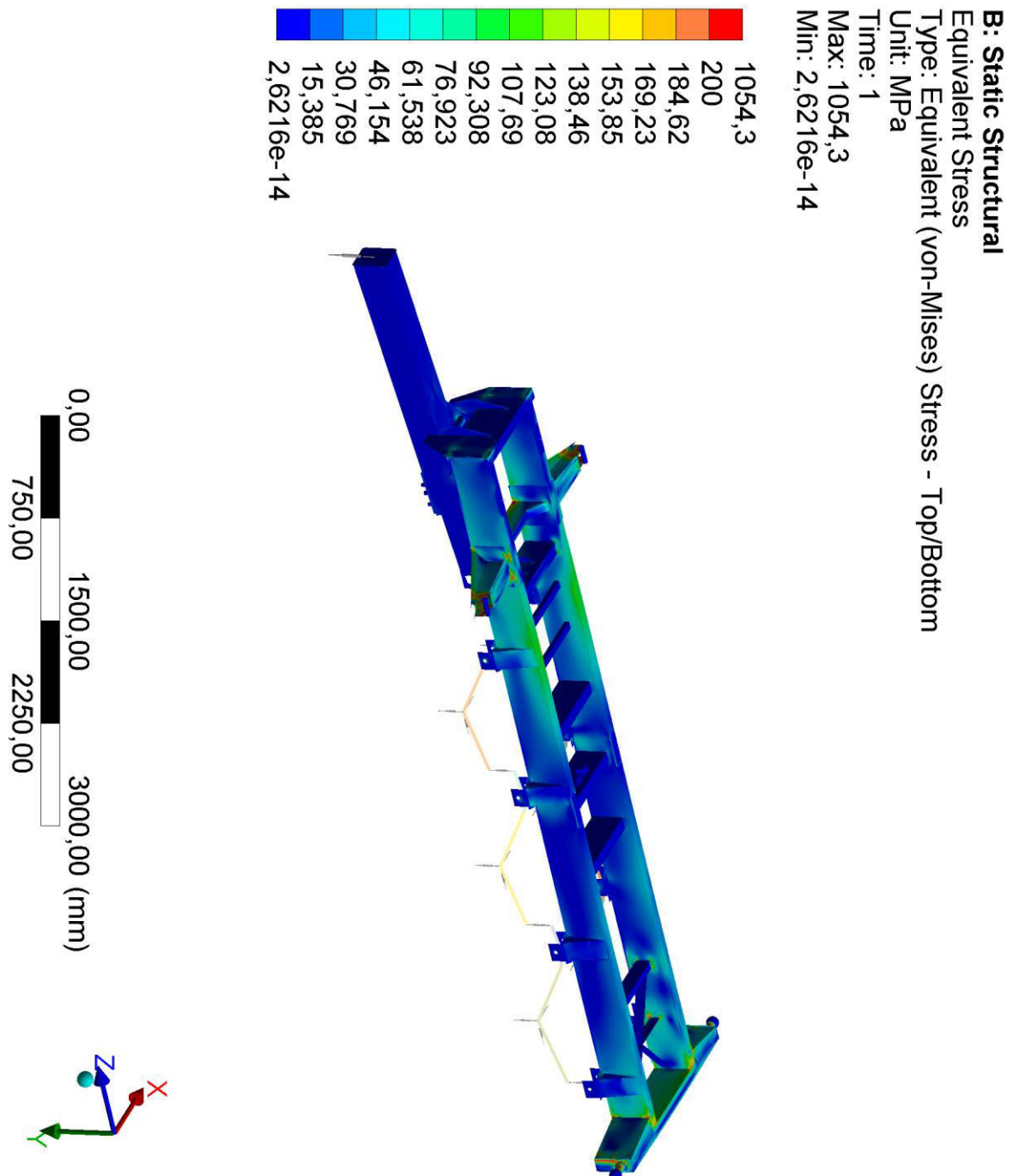
PŘÍLOHA 2: PRŮBĚH NAPJATOSTI PŮVODNÍ KONSTRUKCE – AKCELERACE

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 467,29 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1



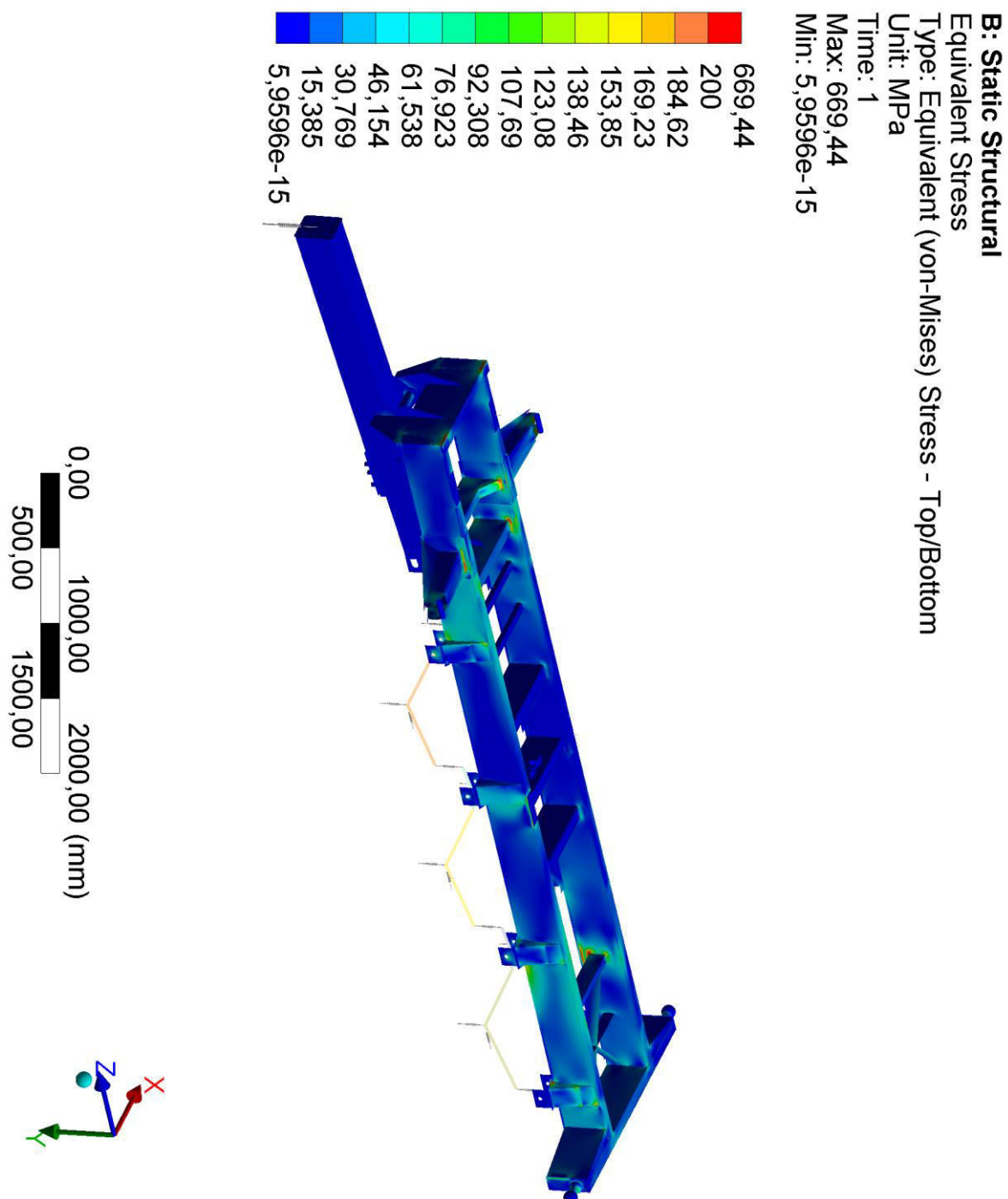
PŘÍLOHA 3: PRŮBĚH NAPJATOSTI PŮVODNÍ KONSTRUKCE – BRZDĚNÍ

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 1054,3 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1



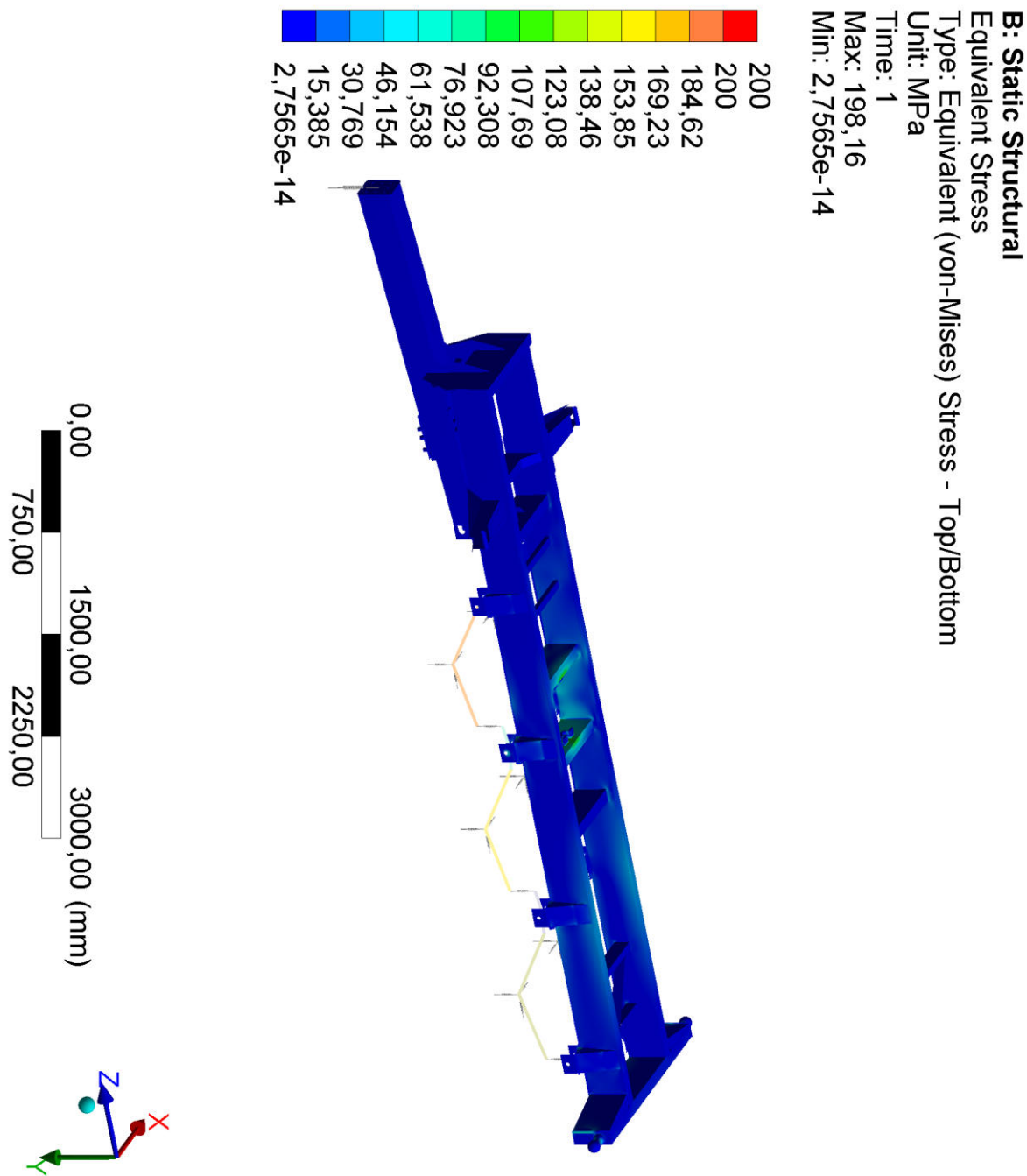
PŘÍLOHA 4: PRŮBĚH NAPJATOSTI PŮVODNÍ KONSTRUKCE – PRŮJEZD ZATÁČKOU

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 669,44 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1



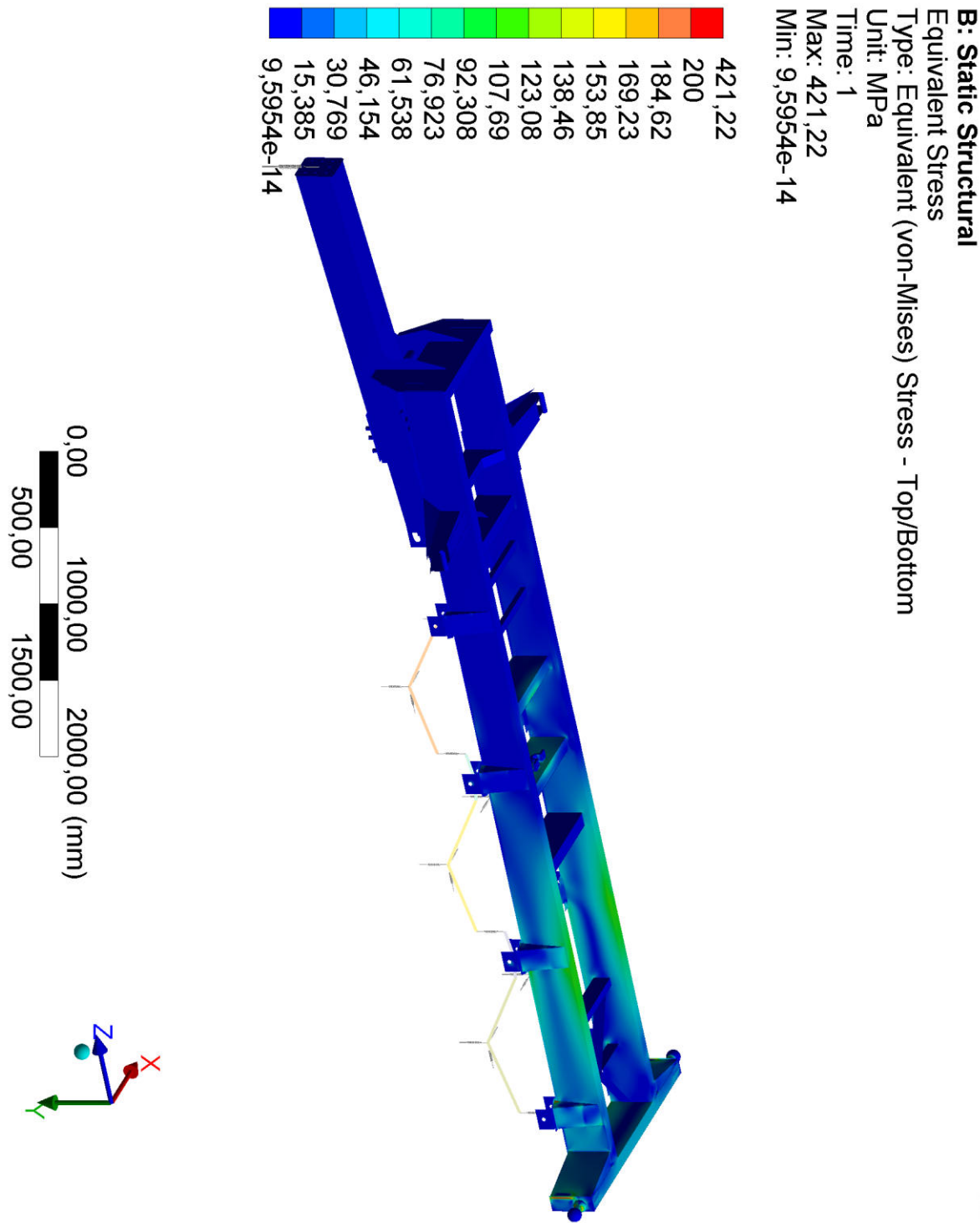
PŘÍLOHA 5: PRŮBĚH NAPJATOSTI PŮVODNÍ KONSTRUKCE – VYSÝPÁNÍ DOZADU – ÚHEL NÁSTAVBY 0 °

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 198,16 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1



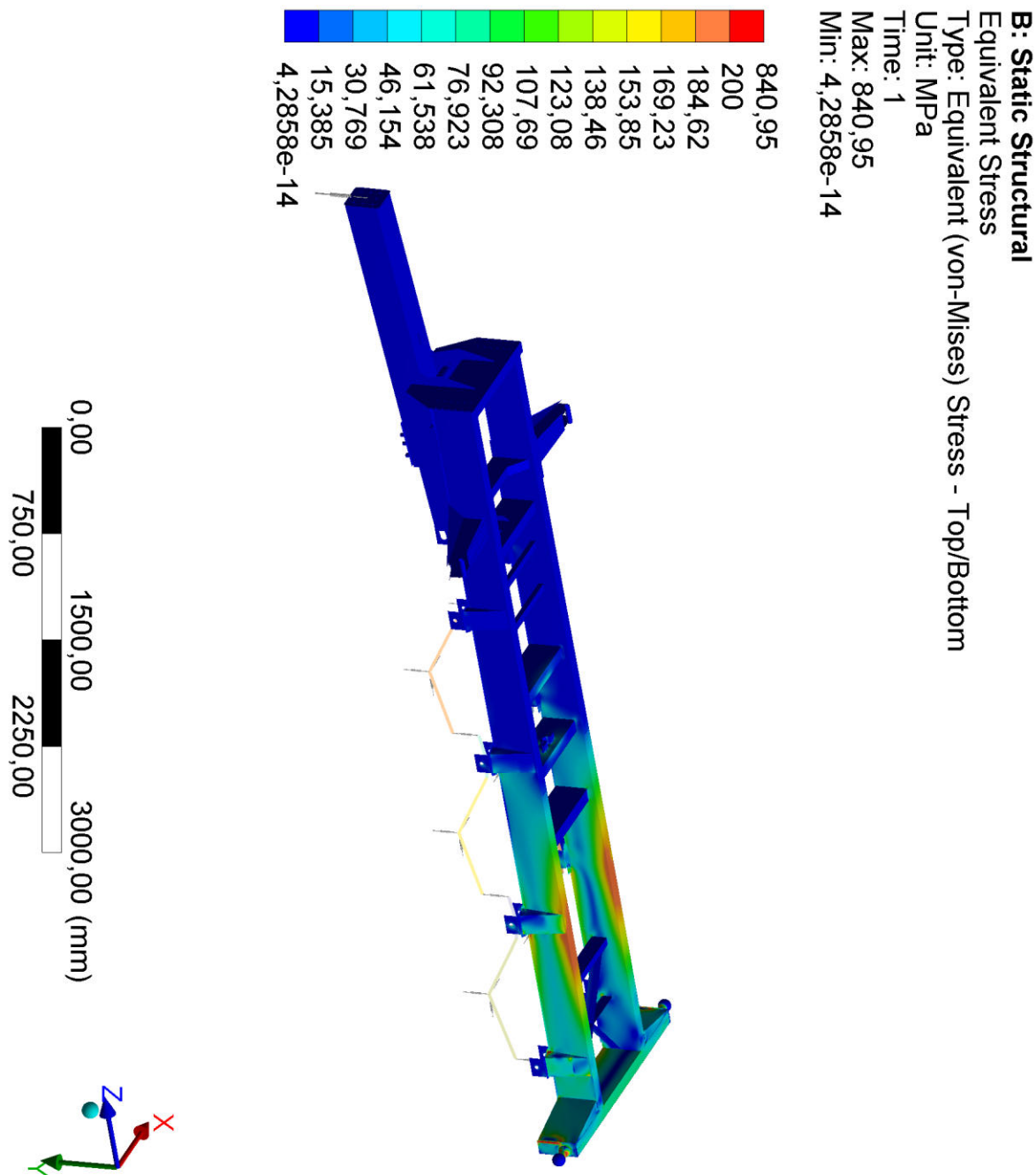
PŘÍLOHA 6: PRŮBĚH NAPJATOSTI PŮVODNÍ KONSTRUKCE – VYSÝPÁNÍ DOZADU – ÚHEL NÁSTAVBY 25 °

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 421,22 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1



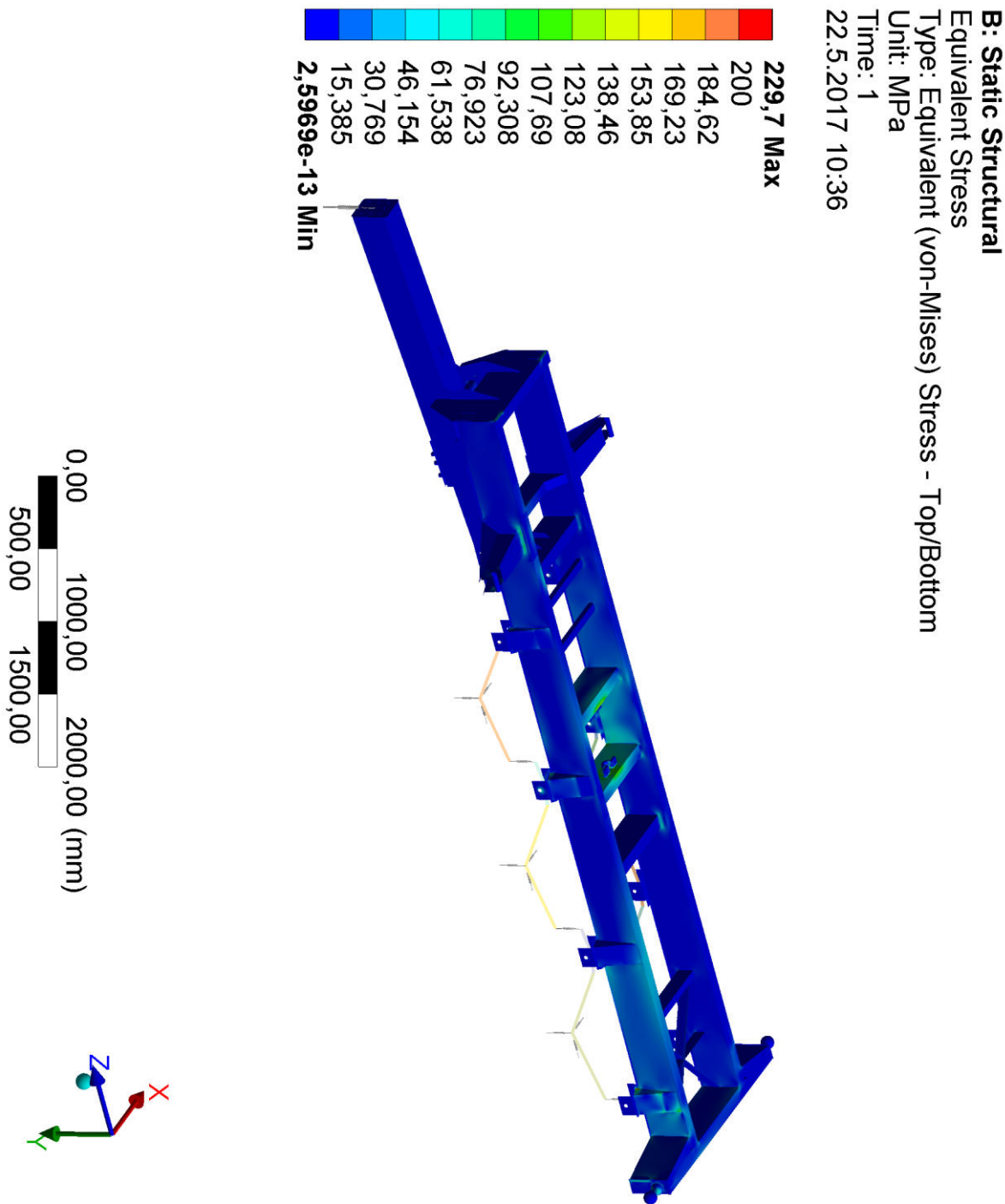
PŘÍLOHA 7: PRŮBĚH NAPJATOSTI PŮVODNÍ KONSTRUKCE – VYSÝPÁNÍ DOZADU – ÚHEL NÁSTAVBY 50 °

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 840,95 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1



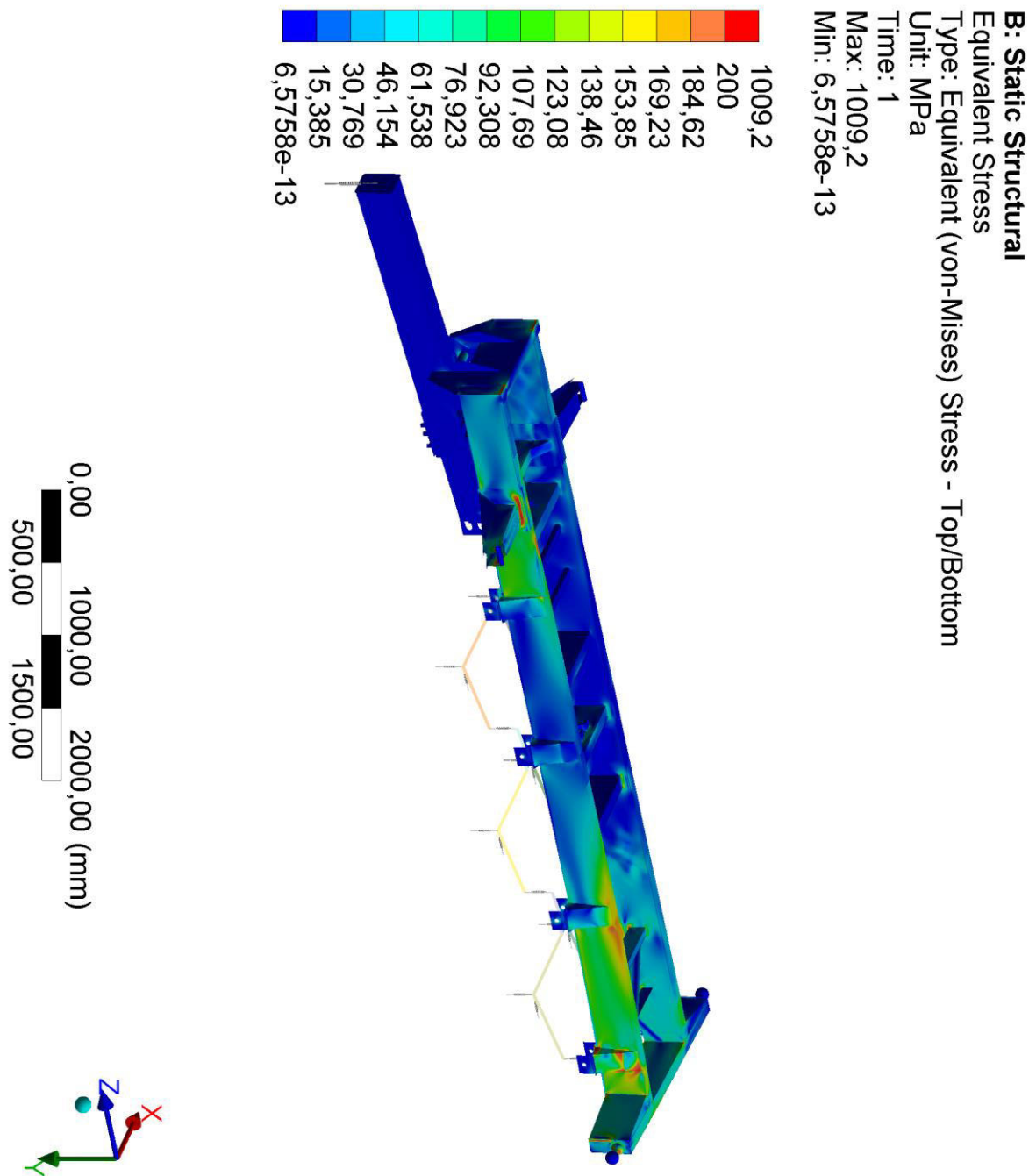
PŘÍLOHA 8: PRŮBĚH NAPJATOSTI PŮVODNÍ KONSTRUKCE – VYSÝPÁNÍ DO BOKU – ÚHEL NÁSTAVBY 0°

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 229,7 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1



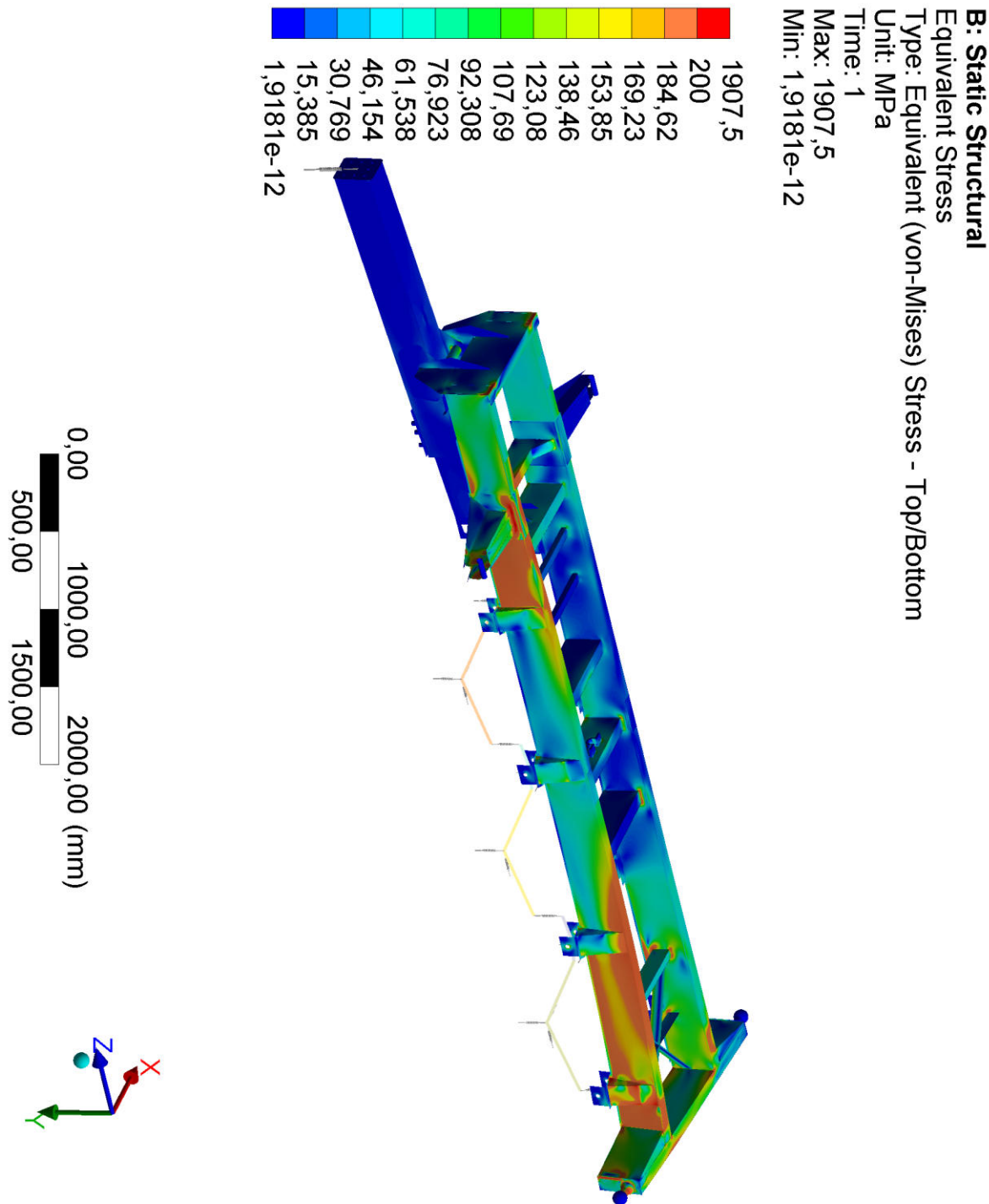
PŘÍLOHA 9: PRŮBĚH NAPJATOSTI PŮVODNÍ KONSTRUKCE – VYSÝPÁNÍ DO BOKU – ÚHEL NÁSTAVBY 22,5 °

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 1009,2 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1



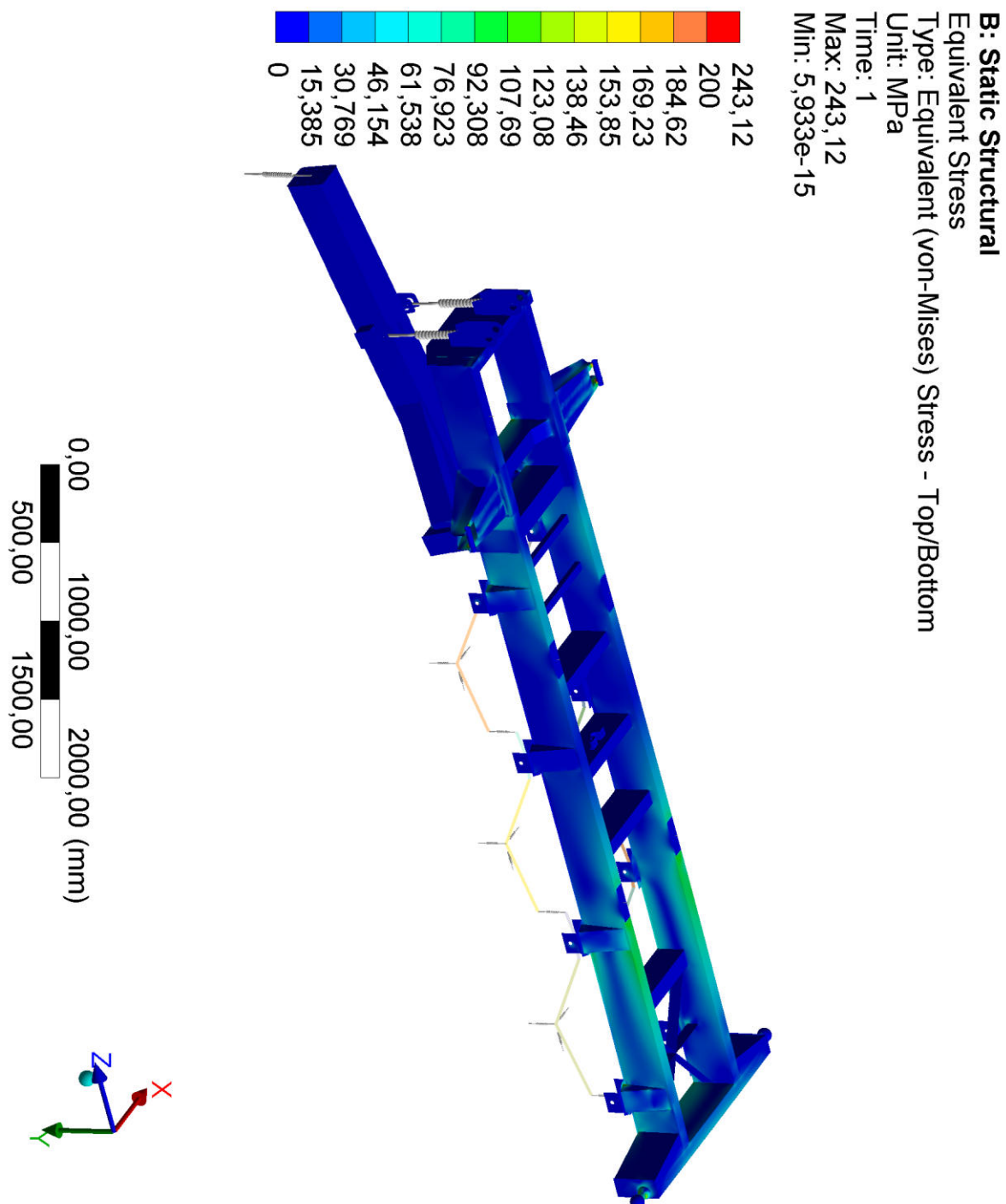
PŘÍLOHA 10: PRŮBĚH NAPJATOSTI PŮVODNÍ KONSTRUKCE – VYSÝPÁNÍ DO BOKU – ÚHEL NÁSTAVBY 45 °

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 1907,5 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1



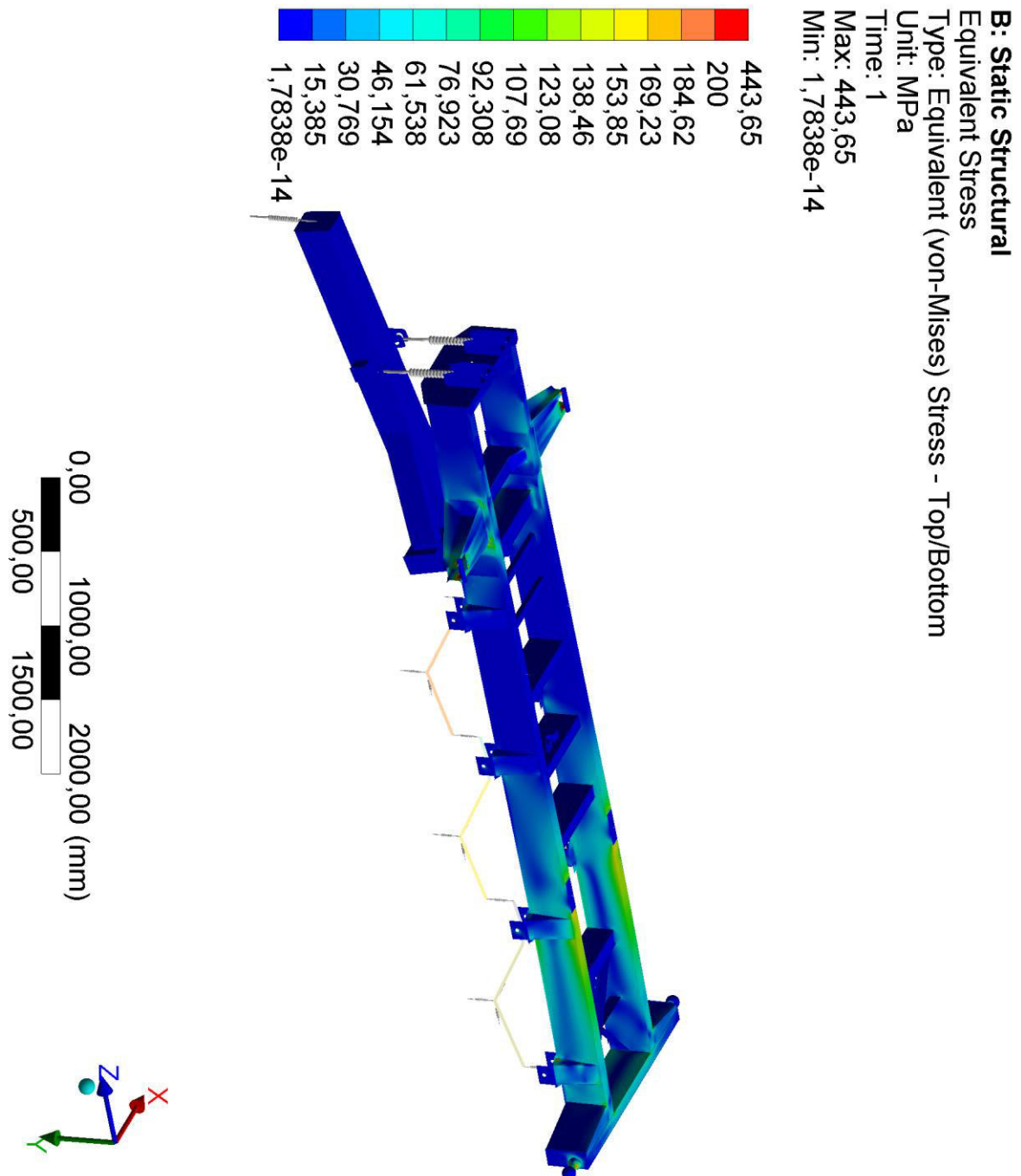
PŘÍLOHA 11: PRŮBĚH NAPJATOSTI NAVRHNUTÉ KONSTRUKCE – STOJÍCÍ NÁVĚŠ

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 243,12 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1



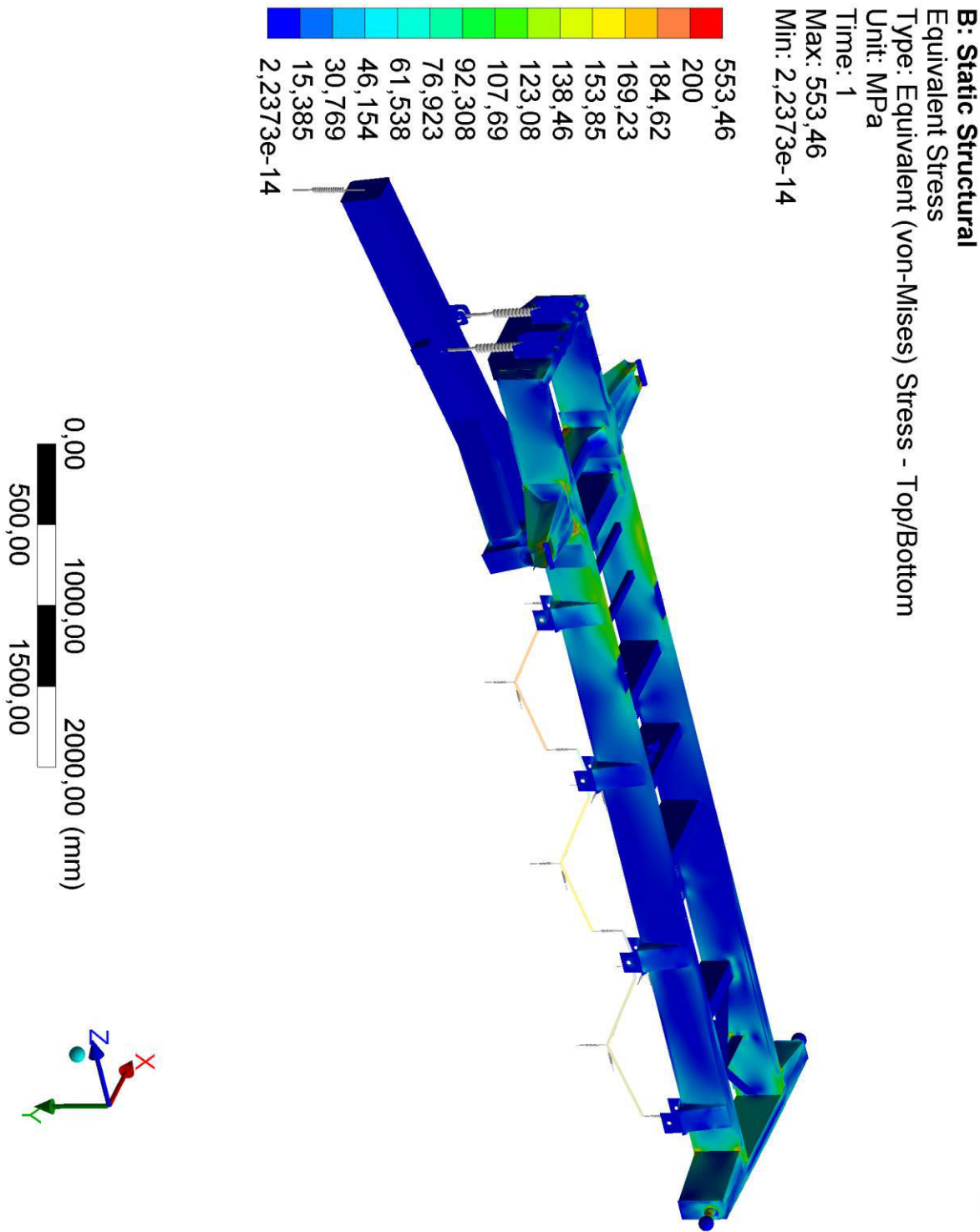
PŘÍLOHA 12: PRŮBĚH NAPJATOSTI NAVRHNUTÉ KONSTRUKCE – AKCELERACE

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 443,65 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1



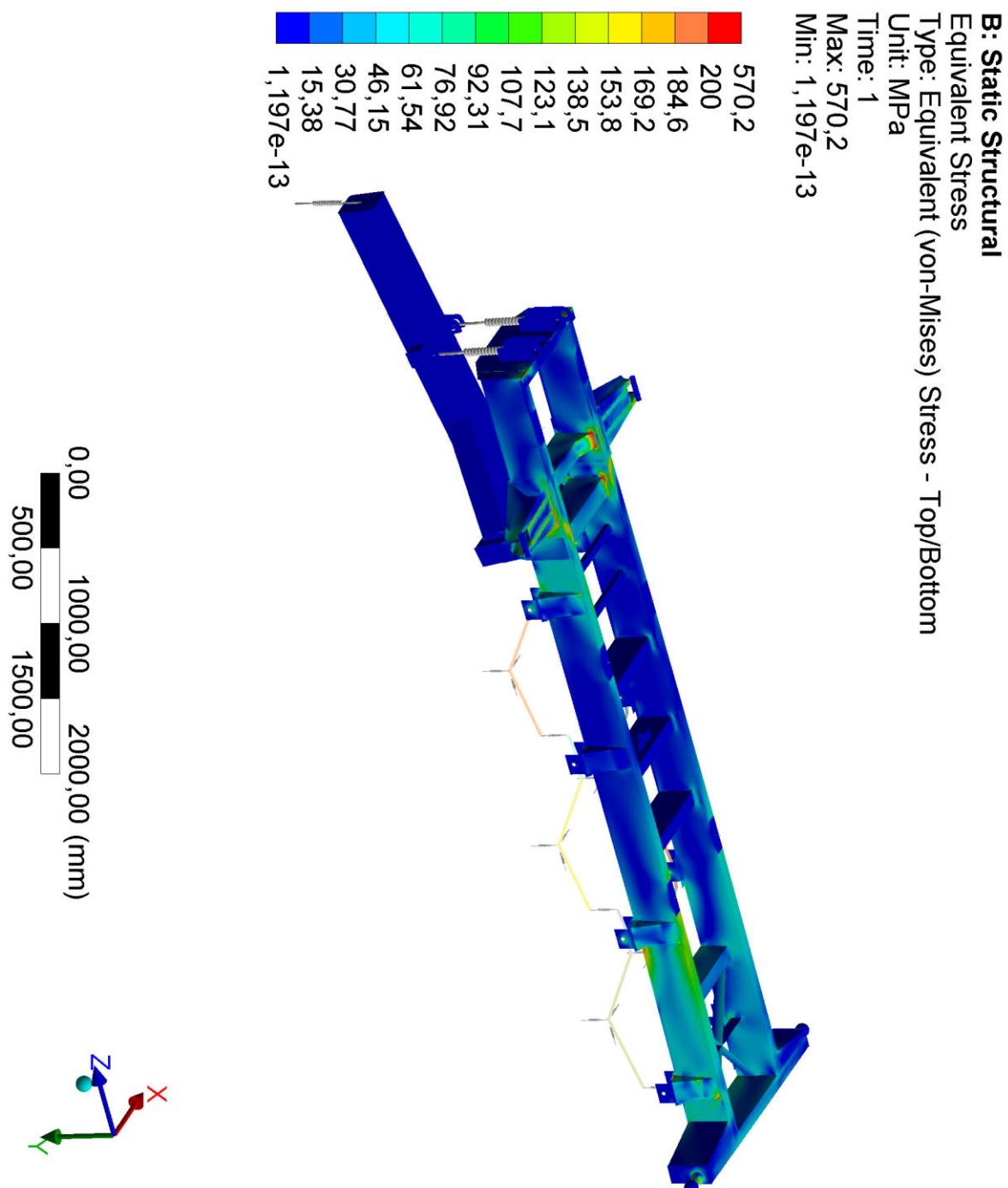
PŘÍLOHA 13: PRŮBĚH NAPJATOSTI NAVRHNUTÉ KONSTRUKCE – BRZDĚNÍ

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 553,46 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1



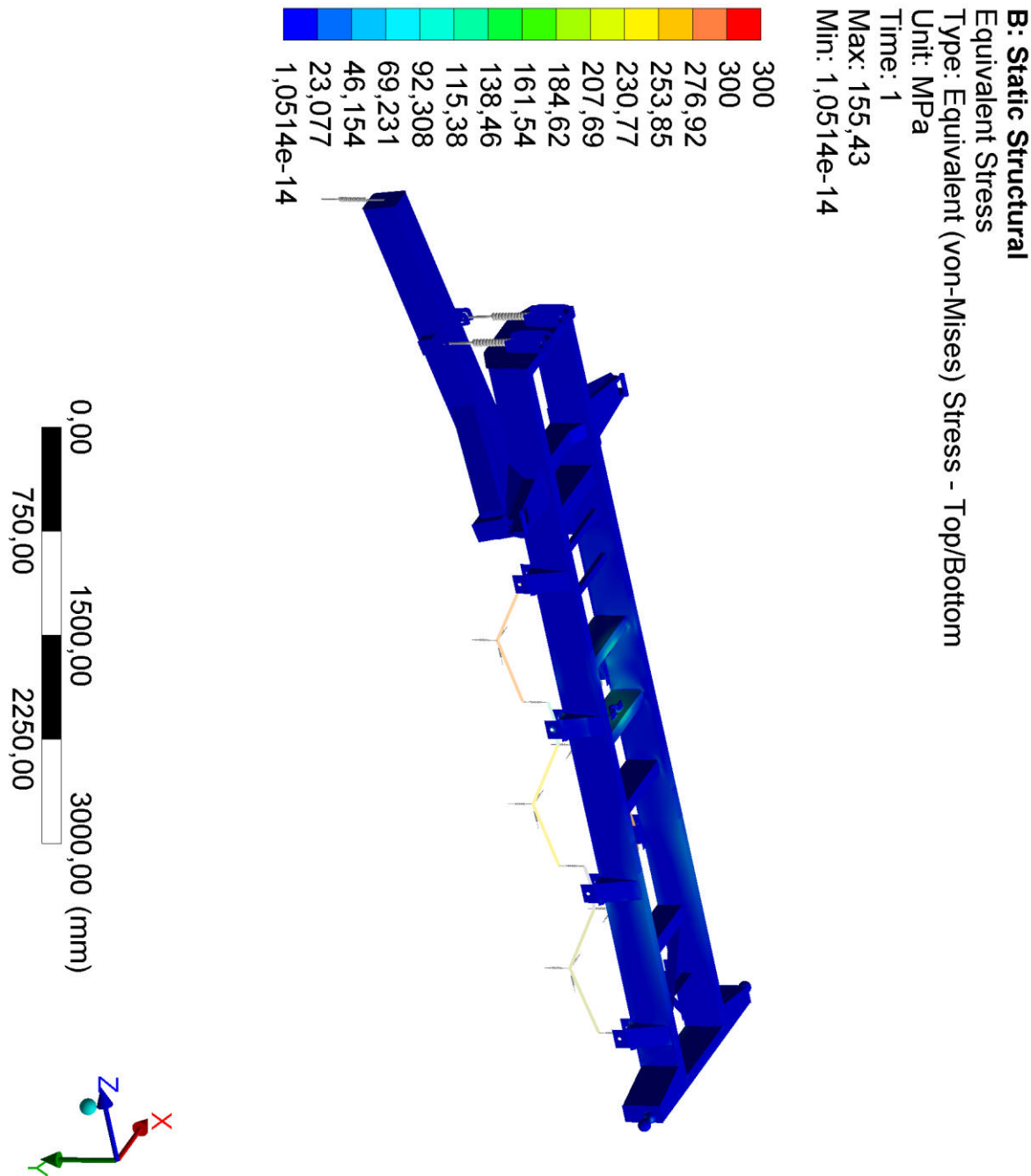
PŘÍLOHA 14: PRŮBĚH NAPJATOSTI NAVRHNUTÉ KONSTRUKCE – PRŮJEZD ZATÁČKOU

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 570,2 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1



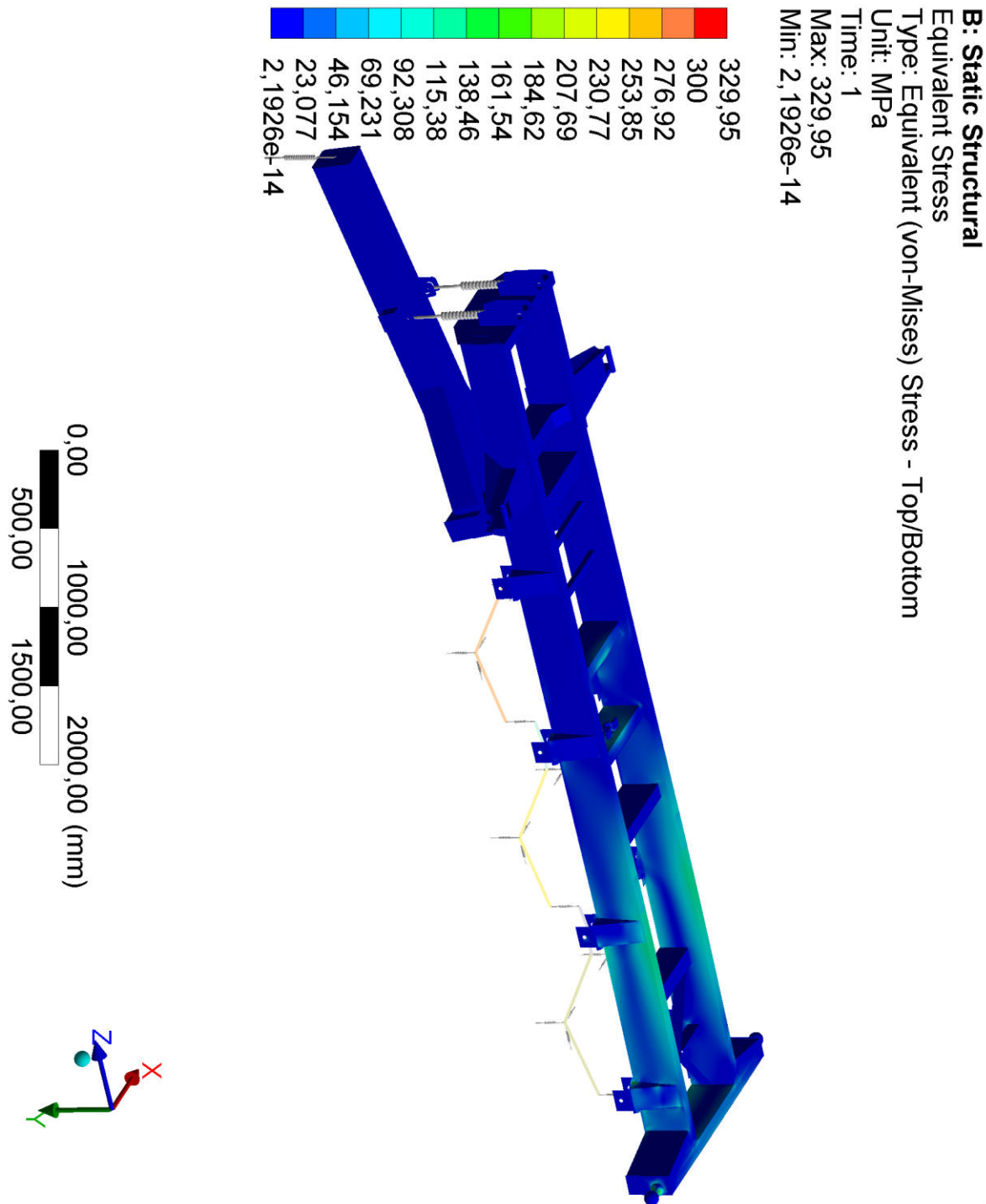
PŘÍLOHA 15: PRŮBĚH NAPJATOSTI NAVRHNUTÉ KONSTRUKCE – VYSÝPÁNÍ DOZADU – ÚHEL NÁSTAVBY 0°

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 155,43 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1



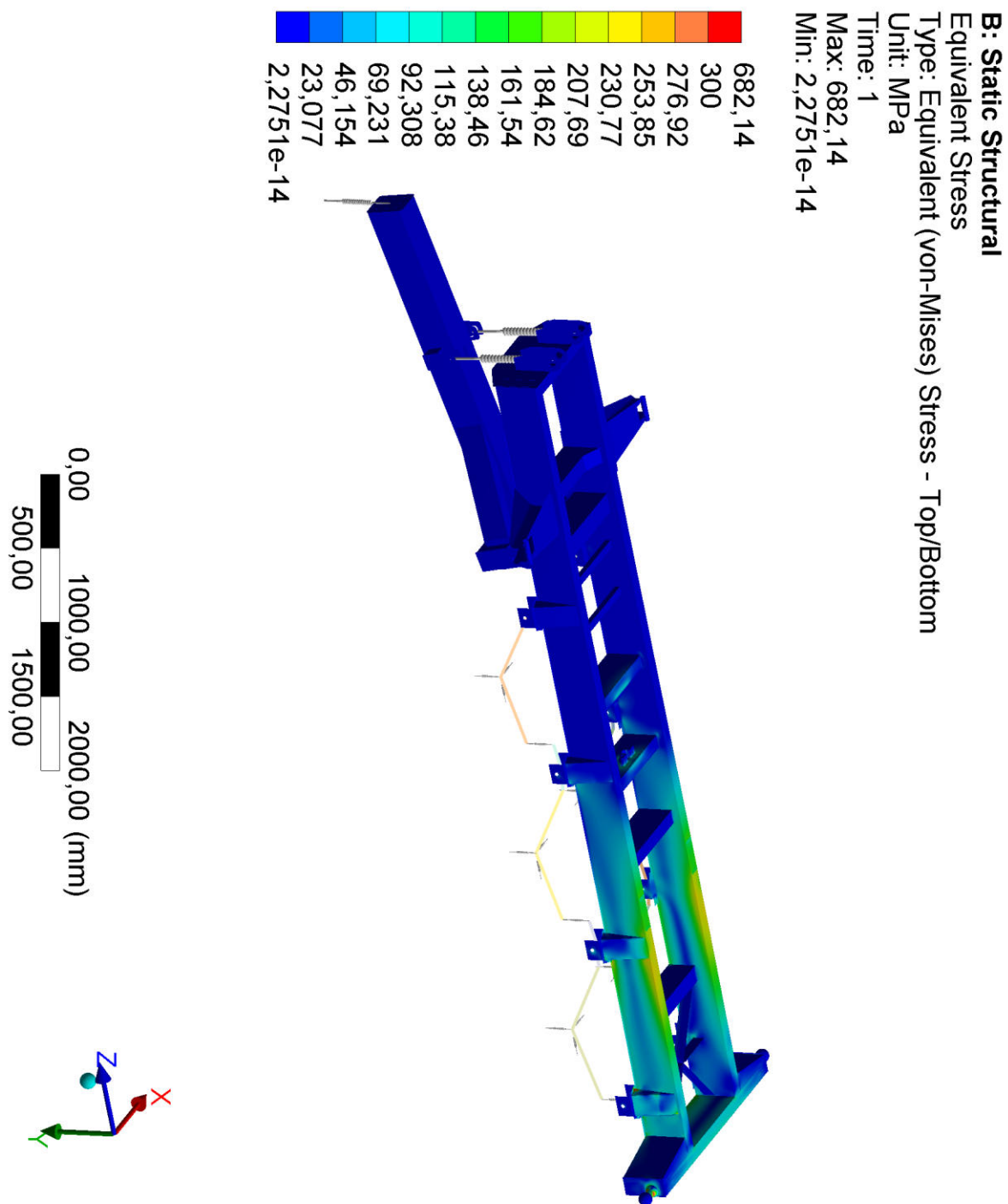
PŘÍLOHA 16: PRŮBĚH NAPJATOSTI NAVRHNUTÉ KONSTRUKCE – VYSÝPÁNÍ DOZADU – ÚHEL NÁSTAVBY 25 °

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 329,95 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1



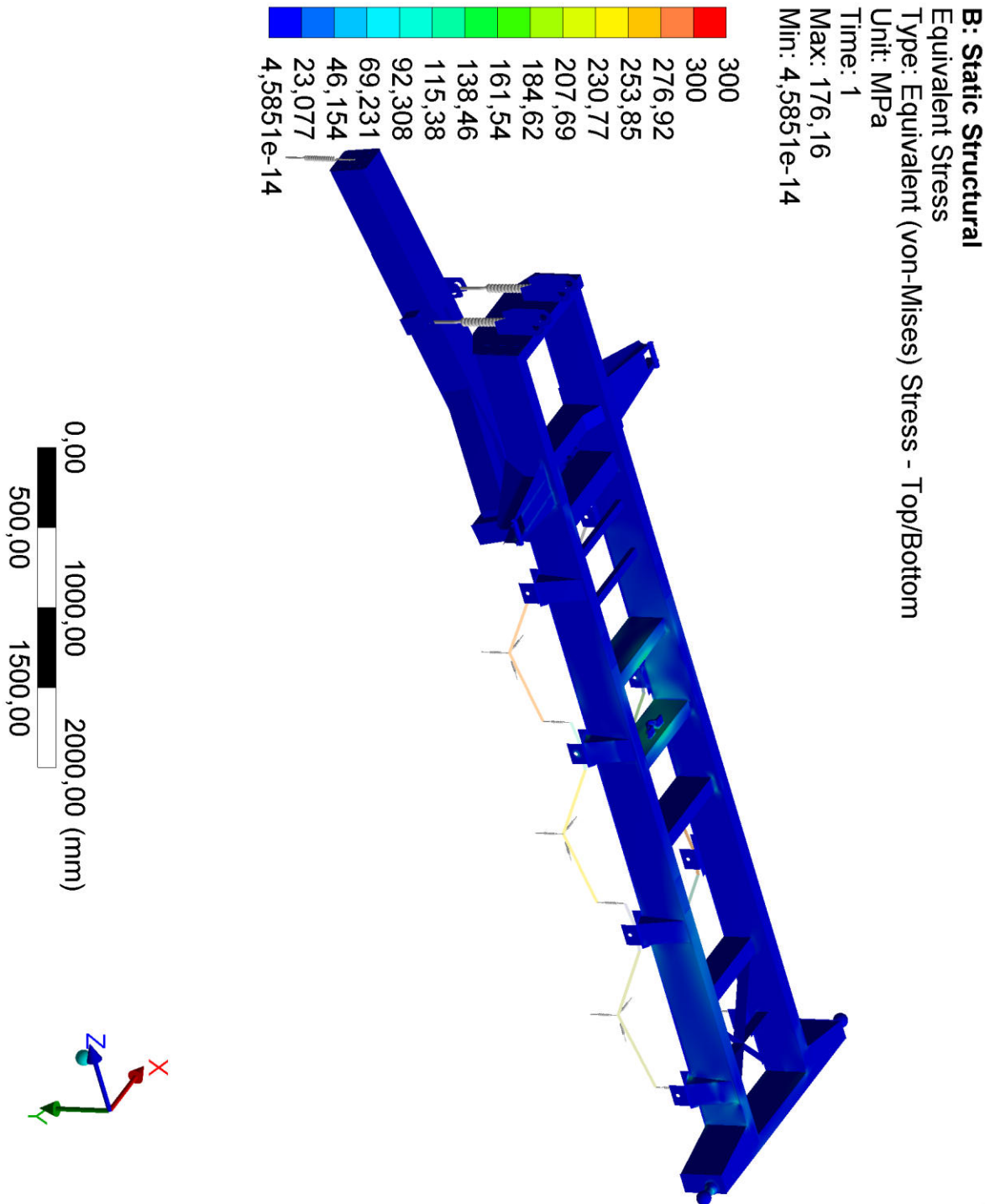
PŘÍLOHA 17: PRŮBĚH NAPJATOSTI NAVRHNUTÉ KONSTRUKCE – VYSÝPÁNÍ DOZADU – ÚHEL NÁSTAVBY 50 °

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 682,14 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1



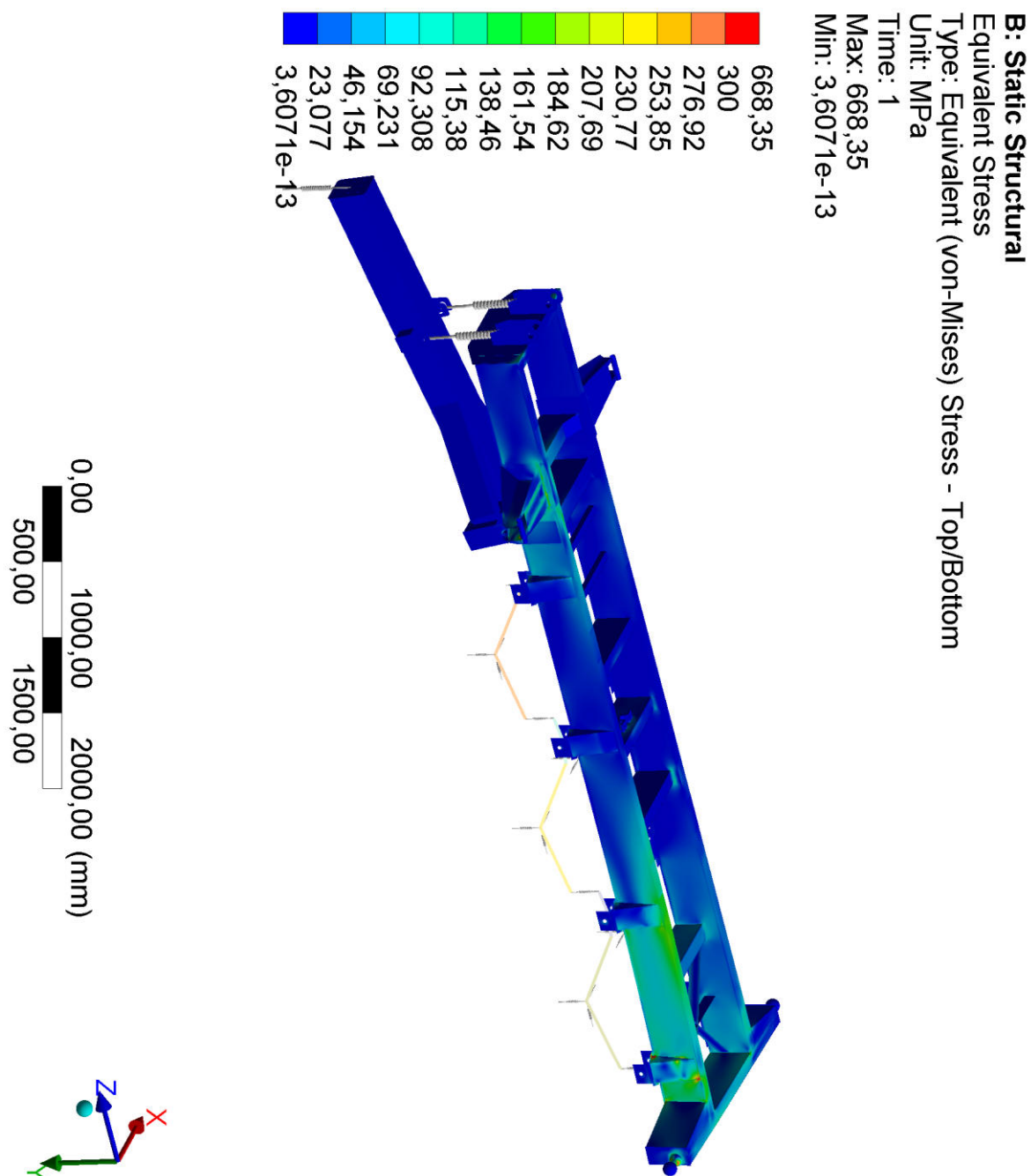
PŘÍLOHA 18: PRŮBĚH NAPJATOSTI NAVRHNUTÉ KONSTRUKCE – VYSÝPÁNÍ DO BOKU – ÚHEL NÁSTAVBY 0°

- Napjatost dle teorie HMH, maximální napětí 176,16 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1



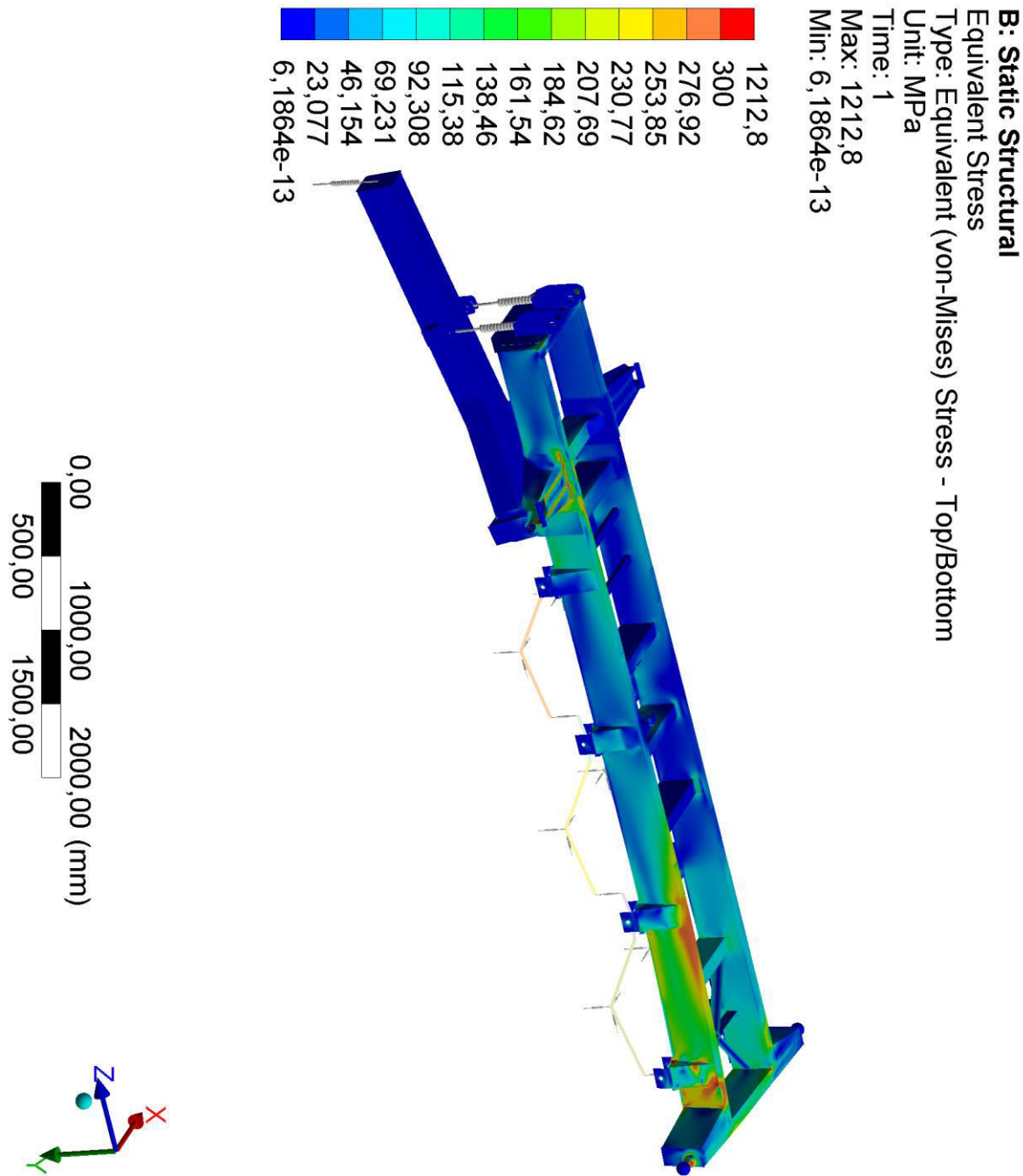
PŘÍLOHA 19: PRŮBĚH NAPJATOSTI NAVRHNUTÉ KONSTRUKCE – VYSÝPÁNÍ DO BOKU – ÚHEL NÁSTAVBY 22,5 °

- Napjatost dle teorie HMH, maximální napětí 668,35 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1



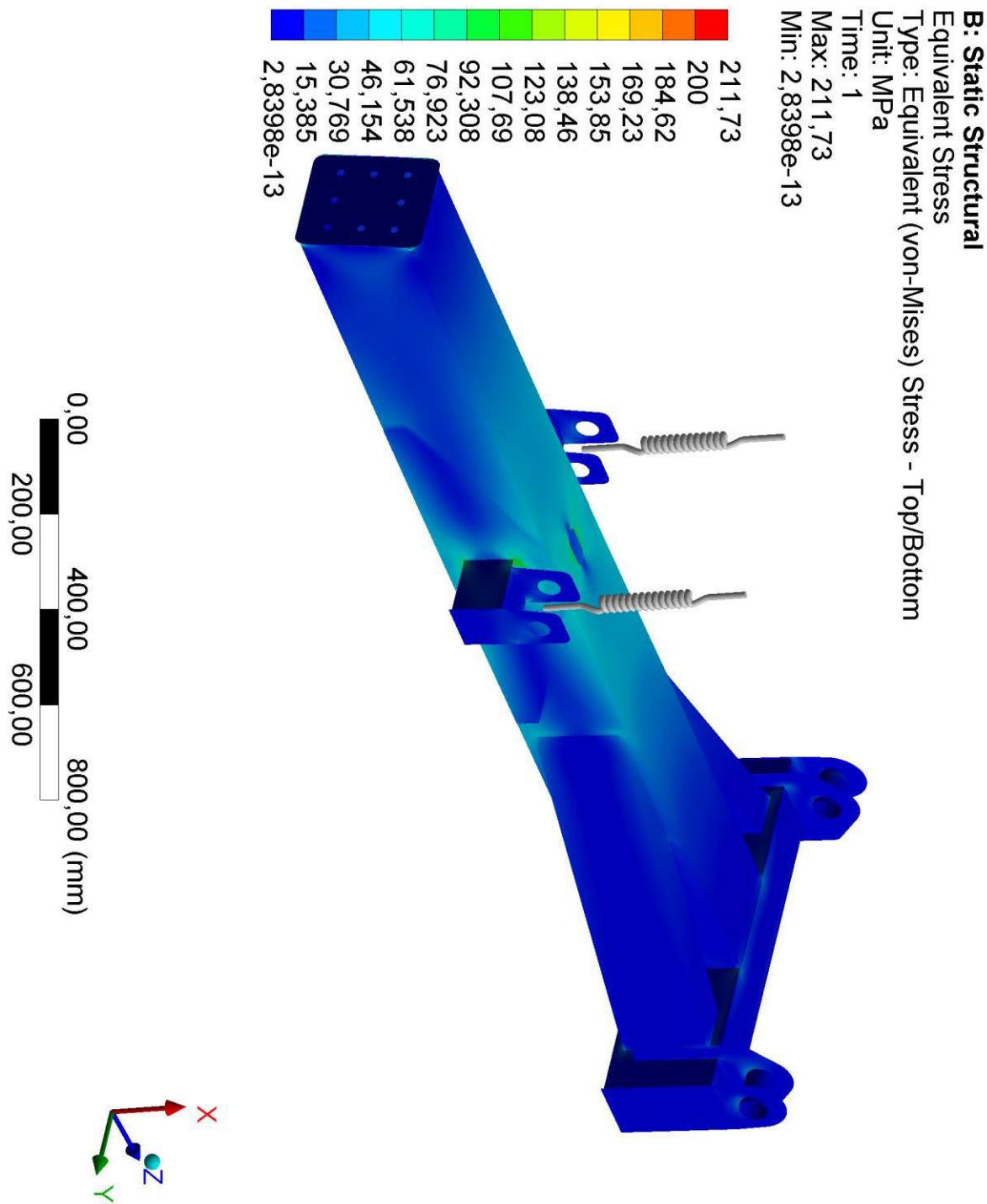
PŘÍLOHA 20: PRŮBĚH NAPJATOSTI NAVRHNUTÉ KONSTRUKCE – VYSÝPÁNÍ DO BOKU – ÚHEL NÁSTAVBY 45 °

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 1212,8 MPa, stupnice napjatosti 300 MPa, měřítko deformace 5:1



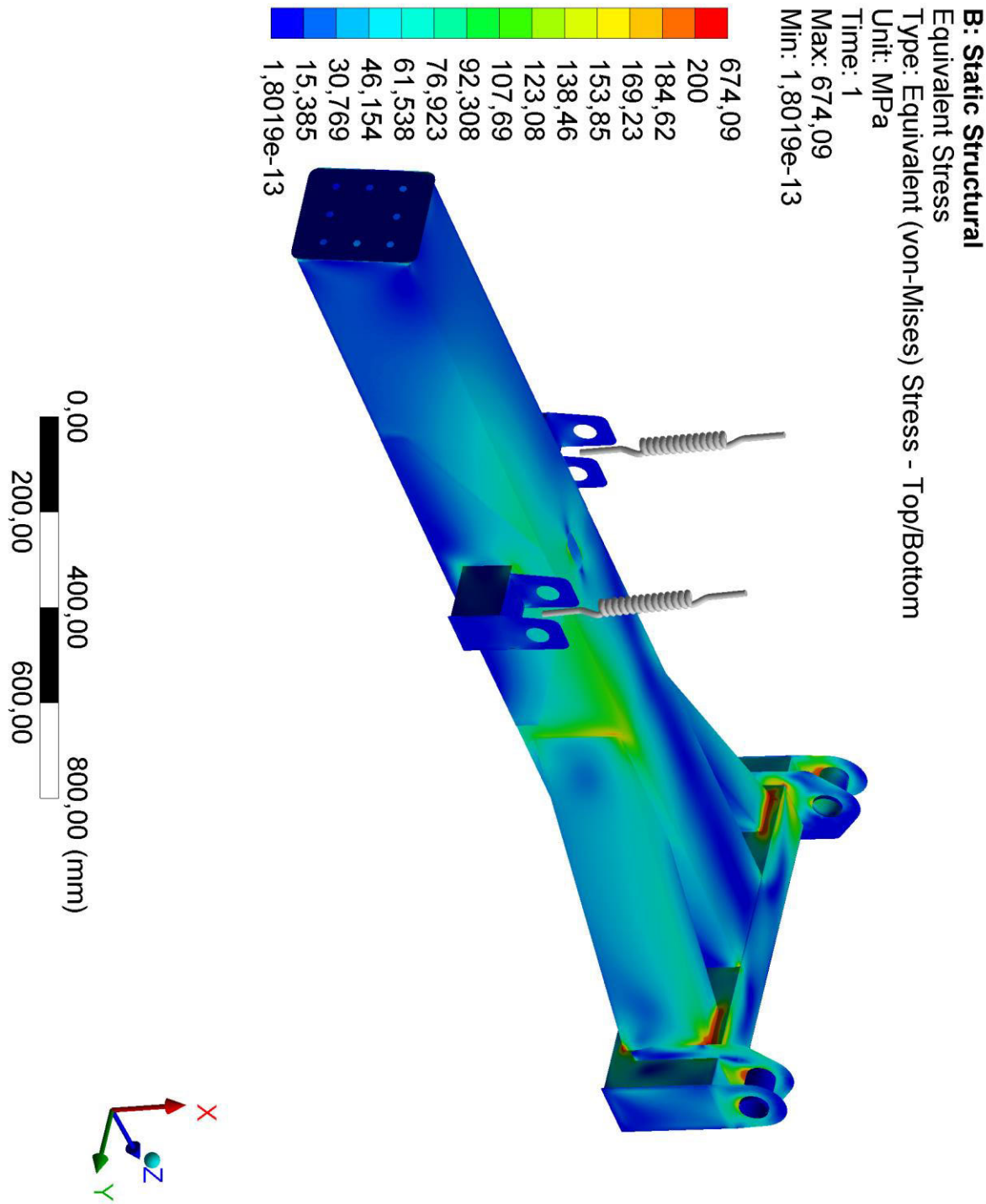
PŘÍLOHA 21: PRŮBĚH NAPJATOSTI NAVRHNUTÉ OJE – 1. ZÁTĚŽNÝ STAV

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 211,73 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1



PŘÍLOHA 22: PRŮBĚH NAPJATOSTI NAVRHNUTÉ OJE – 2. ZÁTĚŽNÝ STAV

- Napjatost dle teorie HMM, maximální napětí 674,09 MPa, stupnice napjatosti 200 MPa, měřítko deformace 5:1



PŘÍLOHA 23: NAVRHNUTÁ SESTAVA NÁVĚSU ZDT MEGA 25

